

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y FLUIDOS**



**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN PRECALENTADOR
REGENERATIVO ROTATIVO**

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR: Alejandro Meroño Ruiz

TUTOR: Sergio Sánchez Delgado

Agradecimientos

A mi madre y a mi padre por haberme regalado la experiencia más bonita de toda mi vida, por haberme acompañado en los peores momentos y por haber seguido confiando en mí incluso cuando yo no lo hacía.

A mis abuelos y mi tía por volcarse en mis ilusiones como si les fuera la vida en ello. Sin vosotros, ni sería posible ni tendría sentido.

A Andrea por recordarme la importancia del *Carpe Diem*, ahora te toca a ti.

A Pilar por regalarme la felicidad necesaria para afrontar TODO lo que se ponga por delante.

GRACIAS.

RESUMEN

En el presente Trabajo Fin de Grado se estudiarán en profundidad las características de un intercambiador de calor Gas-Aire de tipo regenerativo rotativo para el precalentamiento de aire mediante los gases provenientes de la combustión en un horno de proceso de una refinería. Este, estará dividido fundamentalmente en dos partes: una teórica y otra práctica.

La primera parte será la que estudiaremos desde un punto de vista teórico. En ella, se mostrará el comportamiento de este tipo de intercambiadores, las diferentes partes que lo componen así como las ecuaciones térmicas que hacen posible el intercambio de calor.

La segunda se abordará desde un punto de vista más práctico. A través de una macro de Excel programada en VBA el usuario introducirá unos parámetros iniciales a partir de los cuales se obtendrán los valores de la efectividad del intercambiador, la cantidad y distribución de las fugas o las temperaturas de salida entre otros.

Palabras clave: intercambiador de calor, regenerativo, rotativo, macro Excel.

ABSTARCT

The characteristics of a regenerative gas-air rotary heat exchanger will be studied in depth in this final project. It preheats air from the gases released from combustion in a furnace of a refinery. This study will be divided into two parts: a theoretical and a practical one.

We will start with the study from a theoretical point of view. Here, the behavior of such heat exchangers is examined, together with the various component parts and the thermal equations which enable heat exchange.

The second part will be approached from a more practical perspective. Through a VBA Excel macro users will enter some initial parameters, from which the values of the heat exchanger effectiveness, the amount and distribution of leakage or outlet temperatures and other data will be obtained.

Keywords: heat exchanger, regenerative, rotary, Excel macro.

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	11
1.1	Contexto y motivación del proyecto	11
1.2	Objetivos del trabajo	12
1.3	Metodología de trabajo	12
1.4	Estado del arte	13
2.	DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR	14
2.1	Intercambio de calor	14
2.1.1	Leyes termodinámicas.....	14
2.1.2	Transferencia de Calor	15
2.1.3	Métodos LMTD y ϵ -NTU	16
2.2	Tipos de intercambiador de calor	19
2.2.1	Contacto directo.....	19
2.2.2	Contacto indirecto.....	19
2.2.2.1	Tubos concéntricos o doble tubo.....	19
2.2.2.2	Coraza y tubos.....	20
2.2.2.3	Placas.....	21
2.2.2.4	Compacto	22
2.2.2.5	Regeneradores	22
3.	PRECALENTADOR REGENERATIVO ROTATIVO	24
3.1	Partes del precalentador y montaje.....	24
3.1.1	Rotor.....	24
3.1.2	Carcasa	25
3.1.3	Conductos.....	25
3.1.4	Cierres	25
3.1.5	Cestas	27
3.1.6	Equipos auxiliares.....	28
3.1.6.1	Unidad de manejo	28
3.1.6.2	Cojinetes.....	28
3.1.6.3	Sopladores.....	29
3.1.6.4	Detector de incendios	30
3.1.7	Elementos de intercambio de calor	30
3.1.7.1	Esmaltado.....	32
3.2	Tipos de precalentadores regenerativos rotativos	34

3.3	Problemas en los precalentadores rotativos	37
3.3.1	Fugas.....	37
3.3.2	Ensuciamiento y corrosión	42
3.3.2.1	Zona caliente	42
3.3.2.2	Zona fría	43
4.	Cálculo de un intercambiador rotativo regenerativo.....	46
4.1	Fluidos	47
4.1.1	Aire	47
4.1.1.1	Viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k) y densidad (ρ)	48
4.1.1.2	Calor específico (C_p)	50
4.1.1.3	Números adimensionales.....	51
4.1.1.4	Coefficiente de transferencia de calor (h).....	52
4.1.2	Gas.....	52
4.1.2.1	Viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k) y densidad (ρ)	52
4.1.2.2	Calor específico (C_p)	56
4.1.2.3	Números adimensionales y coeficiente de transferencia de calor (h).....	56
4.2	Características geométricas e intercambio de calor.	57
4.2.1	Geometría.....	57
4.2.2	Efectividad del intercambiador	58
4.2.3	Cálculo de las fugas	61
5.	MICROSOFT OFFICE EXCEL.	67
5.1	Funciones de Excel	67
5.2	Datos del programa.....	69
5.3	Descripción del programa	71
5.4	VBA	73
5.5	Guía del usuario	74
5.6	PDF Final.....	80
6.	ANÁLISIS ECONÓMICO	82
7.	Líneas acción para próximos proyecto de investigación.....	84
8.	Bibliografía	85
9.	Anexos.....	86
	Anexo I. Tabla de propiedades del aire.....	86
	Anexo II. Tablas de Chapman-Enskog.	87
	Anexo III. Código del programa.....	88

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1: Esquema de una central.....	13
Ilustración 2-1: Intercambiador de tubos	16
Ilustración 2-2: Diferencia de temperaturas constante	17
Ilustración 2-3: Intercambiador tubos concéntricos.....	19
Ilustración 2-4: Intercambiador tubo y coraza.....	20
Ilustración 2-5: Ajuste cuadrado	20
Ilustración 2-6: Ajuste triangular.....	21
Ilustración 2-7: Intercambiador de placas.....	21
Ilustración 2-8 : Intercambiador compacto.....	22
Ilustración 2-9: Intercambiador rotativo.....	23
Ilustración 3-1: Rotor de un intercambiador regenerador rotativo.....	25
Ilustración 3-2: Deflexión del rotor	26
Ilustración 3-3: Cierres del intercambiador rotativo.....	27
Ilustración 3-4: cestas del intercambiador rotativo	28
Ilustración 3-5: perfiles del intercambiador.....	30
Ilustración 3-6: Tipos de perfiles	31
Ilustración 3-7 : Perfil del intercambiador	33
Ilustración 3-8: Intercambiador bisector	34
Ilustración 3-9: Intercambiador trisector.....	34
Ilustración 3-10: Intercambiador cuatri-sector.....	35
Ilustración 3-11: Intercambiador concéntrico	35
Ilustración 3-12: Fugas de trisector y cuatri-sector	37
Ilustración 3-13: Esquema de fugas 3-D.....	38
Ilustración 3-14: Esquema de fugas 2-D.....	39
Ilustración 3-15: Perfiles corroídos	44
Ilustración 4-1: Intercambiador de perfil	47
Ilustración 4-2: Parámetros geométricos del rotor.....	57
Ilustración 4-3: Distribución de temperaturas	59
Ilustración 4-4: Esquema reducido de fugas	62
Ilustración 4-5: Esquema del cierre rotor-carcasa	63
Ilustración 4-6: Movimiento de las fugas.....	65
Ilustración 5-1: Diagrama de flujo del programa	73
Ilustración 5-2: Cuadro del cálculo del intercambiador.....	74
Ilustración 5-3: Cuadro de las propiedades de los fluidos	75
Ilustración 5-4: Advertencias del programa 1	76
Ilustración 5-5: Advertencias del programa 2	76
Ilustración 5-6: Cuadro de propiedades de la matriz.....	77

Ilustración 5-7: Desplegable del tipo de intercambiador.....	77
Ilustración 5-8: Advertencias del programa 3	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla de características según el tipo de intercambiador.....	36
Tabla 2: Tipo de fugas en los intercambiadores.....	40
Tabla 3: Balance de masa en las fugas	42
Tabla 4: Balance de energía en las fugas.....	42
Tabla 5: Parámetros para el cálculo del Cp del aire seco.....	50
Tabla 6: Parámetros para el cálculo del Cp de varios compuestos.....	56
Tabla 7: Funciones utilizadas de Excel	68
Tabla 8: Geometría según el número de intercambiadores	70
Tabla 9: Geometría según el número de intercambiadores	78
Tabla 10: Componentes extras y precio.....	82
Tabla 11: Intercambiador y precios.....	83

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1: Viscosidad dinámica en función de la temperatura	48
Gráfica 2: Conductividad térmica en función de la temperatura	49
Gráfica 3: Densidad en función de la temperatura	49

NOMENCLATURA

LETRAS	SIGNIFICADO	UNIDADES
A	Área de intercambio o área pertinente	m ²
Al	Altura del rotor	m
C	Capacidad térmica	(W/K)
C _r	Capacidad calorífica de la matriz	(W/K)
C*	Relación entre la capacidad máxima y mínima	-
Cd	Coefficiente de descarga	-
Cp	Calor específico	(KJ/kg·K)
D _h	Diámetro hidráulico	M
E	Espesor	M
h	Coefficiente de convección	(W/m ² ·K)
\bar{h}	Coefficiente de convección medio	(W/m ² ·K)
j-factor	j- factor	
k	Conductividad térmica	(W/m·K)
M	Masa molar , Peso molecular	(g/mol)
Mm	Masa de la matriz	Kg
\dot{m}	Gasto másico	(kg/s)
N	Velocidad angular	rpm
Nc	Número de cierres	-
NTU	Number of Transfer Units	-
Nu	Nusslet	-
P	Presión	Pa
p	Perímetro	m
Pr	Prandtl	-
Q	Calor intercambiado por el sistema	J
R	Constante de los gases ideales	(J/K·mol)
Rb	Radio del baffle	m
Re	Reynolds	-
Rr	Radio del rotor	m
S	Entropía	J/K
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
U	Energía interna	J
v	Velocidad	(m/s)
W	Trabajo intercambiado por el sistema	J
Y	Factor de descarga , factor de expansión	-
y	Fracción molar	-

LETRAS GRIEGAS	SIGNIFICADO	UNIDADES
∂	Derivada	-
ε	Efectividad	-
ρ	Densidad	(kg/m ³)
μ	Viscosidad dinámica	Pa·s
σ	Diámetro de colisión	Å (10 ⁻⁸ cm)
Ω	Integral de colisión para viscosidad	-
κ	Constante de Boltzman	-
ϕ	Factor de Wilkie	-
β	Densidad de área	(m ² /m ³)
τ	Ratio de orificios	-
Υ	Razón de calor específico	-
λ	Porosidad	-

SUBÍNDICES	SIGNIFICADO
c	Cold (frío)
h	Hot (caliente)
H	Tope caliente
C	Tope frío
o	Out (salida)
i	In (entrada)
min	Mínimo
max	Máximo
0	Flujo cruzado
00	Flujo paralelo
ax	Axial
co	Continuas
p	Circunferenciales (teoría)
r	Radial
ci	Circunferenciales (práctica)
rot	Rotatorio
hu	Hueco

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto y motivación del proyecto

Con el paso de los años las industrias han ido evolucionando de forma vertiginosa. Por ello, la competencia entre empresas del mismo sector es cada vez más feroz. Esta situación hace que algunas grandes compañías tengan que invertir cantidades ingentes de dinero en el desarrollo de nuevos productos o en la mejora de los ya existentes con el único objetivo de diferenciarse competitivamente del resto y crecer económicamente.

Sin embargo, los equipos que conforman la mayoría de centrales del mundo siguen siendo los mismos. Es por esto que la mejora en el rendimiento de dichos equipos es un aspecto esencial en el crecimiento de las centrales. Para que el rendimiento sea lo más eficiente posible, se aprovecha la energía de los gases que salen de la combustión de la caldera con el objetivo de aumentar la temperatura del aire que entra al horno y se mezcla con el combustible para que esta sea más rápida y completa. Con este precalentamiento se puede llegar a aumentar la eficiencia de la caldera hasta un 10%. La finalidad de todas estas mejoras será, por tanto, la obtención de una mayor potencia de la central usando la menor consumición de combustible posible. En este proyecto en particular nos centraremos en la parte del intercambiador de calor.

La elección y el diseño de un intercambiador tendrán una gran influencia en el funcionamiento de la planta, no solo en temas económicos directos como pueda ser el rendimiento, sino también en temas de mantenimiento. Uno de los problemas más frecuentes que nos encontramos en cualquier tipo de central, es la cantidad de dinero que pierden en las paradas. Ya sea por problemas en los equipos o por el mantenimiento de los mismos. Los intercambiadores son equipos que se ensucian con mucha facilidad (dependiendo del tipo de combustible, entre otras cosas) por lo que es importante que se puedan limpiar o arreglar de la manera más rápida posible y que esto no suponga una gran pérdida económica para la central.

Una parte de este proyecto se desarrollará con la colaboración de la empresa Howden, la cual lleva: desarrollando, vendiendo e instalando, intercambiadores de calor por todo el mundo durante más de 80 años.

1.2 Objetivos del trabajo

El intercambiador de calor con el que vamos a trabajar es de tipo rotativo regenerativo. Un tipo de intercambiador que aunque se utiliza en gran cantidad de centrales de todo el mundo no es de los más habituales en la industria. Por ello, los objetivos de este proyecto son los siguientes:

- 1) El primer objetivo de este Trabajo Fin de Grado es el de dar a conocer de manera detallada el precalentador de aire rotativo regenerativo: tipos de rotativos, partes que lo forman, ventajas y problemas etc.
- 2) Describir el proceso de transferencia de calor que se produce en los perfiles de las cestas del intercambiador y detallar el conjunto de ecuaciones que entran en juego a la hora de calcular las características térmicas y geométricas del precalentador.
- 3) Desarrollar un programa a través de una macro de Excel que pueda simular de una manera lo más aproximada posible el proceso de intercambio de calor que sucede en el intercambiador, de manera que el usuario pueda obtener unos datos de salida a partir de las características de una planta determinada.

1.3 Metodología de trabajo

La metodología de trabajo que se ha utilizado a la hora de desarrollar el presente Trabajo fin de grado es la siguiente:

- La idea del proyecto surgió de unas prácticas que el alumno realizó en la empresa Howden Iberia SA durante el verano del año 2015.
- Se acordó desarrollar una parte teórica, por la peculiaridad del tipo de intercambiador y otra parte más práctica en la que el usuario pudiese interactuar con los datos.
- Obtenidos los datos finales se concluyó con la aceptación de los mismos debido a la similitud de estos con otros casos reales.

En ningún momento el proyecto se ha desarrollado bajo la supervisión de Howden Iberia SA. Esta empresa únicamente ha aportado cierto material teórico en algún capítulo del Trabajo Fin de Grado.

1.4 Estado del arte

Estos intercambiadores fueron inventados por Frederic Ljungstrom, un ingeniero sueco que patentó la tecnología recuperativa de transferencia de calor en 1920. Desde entonces esta idea se ha estado desarrollando hasta tener rotores con diámetros de más de 15 metros y de una tonelada de peso.

La mayoría de precalentadores regenerativos rotativos se emplean en el ámbito de plantas de generación de electricidad y se utilizarán en calderas que superen los 100MW de potencia para aumentar su eficiencia. El hecho de usar un tipo de intercambiador u otro se encuentra estrechamente ligado al tipo de combustible que se desee usar en la caldera: carbón, fuel-oil, gas natural, biomasa, etc. De esta forma los gases de escape de la caldera se usan para recalentar aire del exterior a temperatura ambiente, la introducción de este aire caliente supone un ahorro de combustible ya que de esta forma no necesitaríamos invertir una parte del calor en calentar este aire. Para ello se necesita un ventilador de tiro forzado que, a través de un conducto, introduzca el aire del exterior al precalentador.

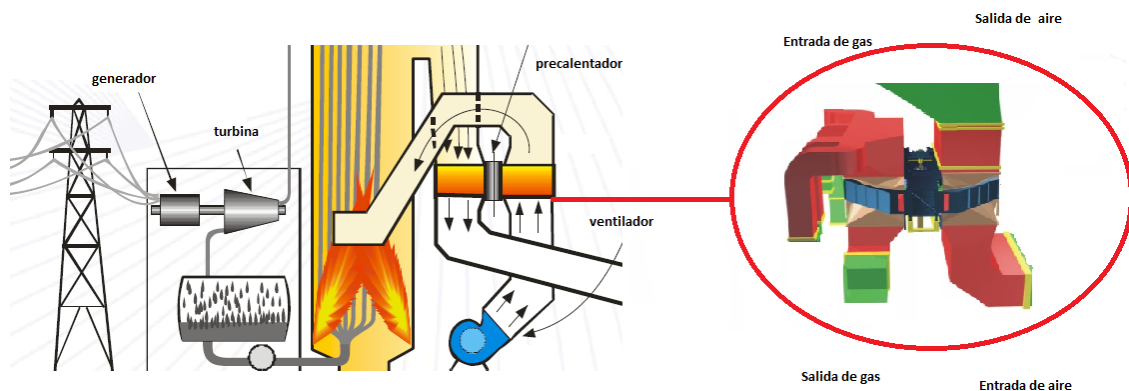


Ilustración 1-1: Esquema de una central

Un conducto del precalentador lleva el aire precalentado hasta el horno dotándolo del oxígeno necesario para cualquier tipo de combustión. Esta transferencia de calor se produce mediante la rotación del propio intercambiador alrededor de su eje transfiriendo, de esta forma, el calor desde el lado del gas hasta el lado del aire, intercambio producido en las superficies de los elementos que contiene el intercambiador. Por estas razones, estos tipos de intercambiadores se les denominan precalentadores regenerativos rotativos aire-gas.

Además de los precalentadores aire-gas también nos podemos encontrar los recalentadores gas-gas. Estos se utilizarán plantas con desulfuración de gases de combustión. Es por ello que el rotor está hecho de corten, un acero resistente a la corrosión y los conductos de acero templado. Por lo general, el funcionamiento de los gas-gas es similar a los aire-gas que son los que se detallarán en el presente trabajo.

2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.1 Intercambio de calor

Los intercambiadores de calor son aquellos elementos que se utilizan en la industria con la finalidad de transferir energía de un medio a otro. Por lo general, esta energía se transfiere de un fluido a otro por convección o por radiación. Ambos fluidos (a excepción de las torres de refrigeración) no llegan a estar en contacto directo en ningún momento durante el proceso de transferencia de energía. Además, para analizar un intercambiador de calor podemos usar el método de Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD) o el método ϵ -NTU, relacionado con la eficiencia del intercambiador. [1]

2.1.1 Leyes termodinámicas

Se definen brevemente las dos primeras Leyes de la Termodinámica con referencia a un intercambiador de calor:

➤ Primera Ley de la Termodinámica:

Esta primera ley es una adaptación de la Ley de Conservación de la Energía. Para un sistema cerrado:

$$Q = W + \frac{\partial U}{\partial t}$$

La energía interna de un sistema aumenta cuando se le transfiere calor o se realiza un trabajo sobre él. En un intercambiador esta ley se puede definir sencillamente como que el fluido frío gana el calor que desprende el fluido caliente.

➤ Segunda Ley de la Termodinámica:

Esta ley se basa en la explicación de irreversibilidad y entropía. La entropía es una magnitud termodinámica que indica el grado de desorden molecular de un sistema. En un intercambiador nos sirve para identificar en qué superficie de intercambio se genera más entropía.

$$\partial S \geq \frac{\partial Q}{T}$$

2.1.2 Transferencia de Calor

La transferencia de calor se produce dentro del intercambiador por conducción, convección o radiación (siendo esta última prácticamente nula):

➤ Conducción:

En un intercambiador este fenómeno se produce en los tubos, las aletas o las placas; según sea el tipo de intercambiador. El calor de conducción se puede hallar mediante la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{conducción}} = \frac{k \cdot A}{e} \cdot (T_h - T_c)$$

➤ Convección:

Se produce entre la corriente del fluido y la superficie. Y está regido por esta ecuación:

$$Q_{\text{convección}} = h \cdot A \cdot (T_h - T_c)$$

El coeficiente de convección se puede calcular a través de fórmulas cuando las superficies sobre las que actúa son sencillas pero por lo general se suele calcular experimentalmente. [2]

Los términos de conducción y convección quedan entonces relacionados a la hora de hallar el coeficiente global de transferencia de calor dentro de un intercambiador mediante la siguiente fórmula:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_c \cdot A_c} + \frac{e}{k \cdot A} + \frac{1}{h_h \cdot A_h}}$$

$$Q = UA \times \Delta T$$

2.1.3 Métodos LMTD y ϵ -NTU

➤ Método LMTD

El método de Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés) se usa para el análisis de los intercambiadores de calor cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida del mismo o cuando estas se determinan fácilmente con fórmulas de balance de energía.

La energía que transfiere un fluido es conocida por la siguiente fórmula:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i)$$

Sin embargo, en el método LMTD la diferencia de temperaturas se define como:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

- $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$
- $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$

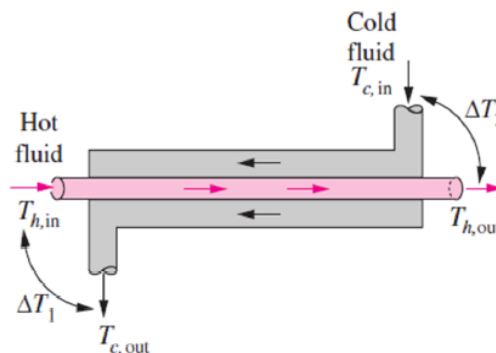


Ilustración 2-1: Intercambiador de tubos

Por tanto, la transferencia global de calor queda determinada con la siguiente fórmula. En ella el factor F compara tu intercambiador con uno puro de contracorriente (donde $F=1$). Cuando uno de los fluidos cambia de fase, el valor de F también es la unidad.

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m$$

En el caso de que las capacidades térmicas sean las mismas tanto para el fluido caliente como para el frío, la diferencia de temperatura que usaremos será la existente, en valor absoluto, entre la salida de un fluido y la entrada del otro. La capacidad térmica queda entonces definida como: $C = \dot{m} \cdot C_p$

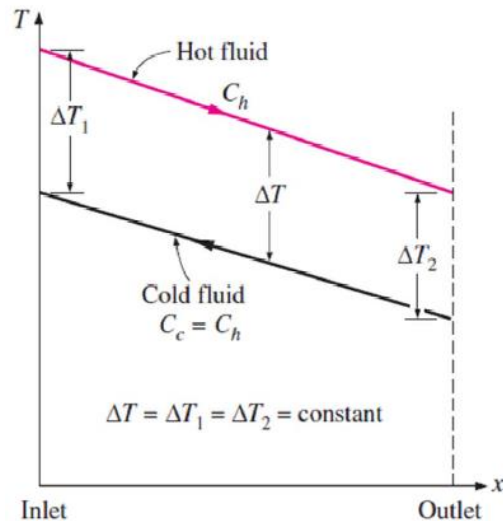


Ilustración 2-2: Diferencia de temperaturas constante

➤ Método ϵ -NTU

El método NTU (Number of Transfer Units) se utiliza cuando no tenemos información suficiente para poder calcular la diferencia de temperatura media logarítmica. Para ello utilizamos la efectividad del intercambiador.

En estos casos lo primero que hay que hacer es determinar cuál de los dos flujos tiene una menor capacidad térmica C_{\min} . Una vez que quede especificado, hallaremos la energía máxima intercambiada con la siguiente expresión:

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

La efectividad quedará entonces definida de la siguiente manera:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

Alejandro Meroño Ruiz

Sin embargo, no siempre tendremos la temperatura de salida de uno de los dos fluidos. En estos casos la efectividad o dependería del NTU y del C^* (relación de capacidad de calor).

$$\varepsilon = f(\text{NTU}, C^*)$$

Donde:

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C^*} = \frac{\text{capacidad del intercambiador de transferir calor}}{\text{capacidad del fluido de absorber calor}}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

La efectividad también quedaría definida por las siguientes fórmulas:

- Para un intercambiador de calor de flujo paralelo (mismo sentido) es:

$$\varepsilon_{00} = \frac{1 - e^{-\text{NTU} \cdot (1 + C^*)}}{1 + C^*}$$

- Para un intercambiador de flujo a contracorriente (sentidos opuestos) es:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - e^{-\text{NTU} \cdot (1 - C^*)}}{1 - C^* \cdot e^{-\text{NTU}(1 - C^*)}}$$

El valor de la efectividad a varía entre 0 y 1

2.2 Tipos de intercambiador de calor

Hay muchas maneras de clasificar la gran variedad de intercambiadores que hay hoy en día en la industria: según el número de fluidos que pasan por él, según las características de construcción, según la disposición del flujo, según el estado de los fluidos o según el tipo de transferencia de calor.

Para este proyecto usaremos esta última, en la que nuestro intercambiador queda perfectamente definido. Según el tipo de transferencia de calor, podemos diferenciar entre contacto indirecto o directo.

2.2.1 Contacto directo

Las torres de enfriamiento es un tipo de intercambiador de calor de contacto directo. Su finalidad es la de enfriar una corriente de agua caliente mediante el aire que circula por la torre. Según se suministre este aire, se clasifica en: torres de circulación natural y torres de tiro mecánico, que a su vez se divide en tiro inducido, forzado o de flujo cruzado.

2.2.2 Contacto indirecto

En ellos los fluidos no llegan a estar en contacto directo entre ellos mismos en ningún momento, es decir, no están mezclados. Expondremos los más comunes:

2.2.2.1 Tubos concéntricos o doble tubo

Estos intercambiadores de calor son los más sencillos que existen. Su estructura consiste en dos tubos concéntricos por los que van los fluidos: uno por el tubo de menor diámetro y el otro por la parte anular. Los fluidos pueden estar dispuestos en paralelo o a contraflujo y los tubos pueden ser aleteados o no. Si el coeficiente de transferencia de calor es en uno mucho más grande que en el otro dispondremos de aletas.

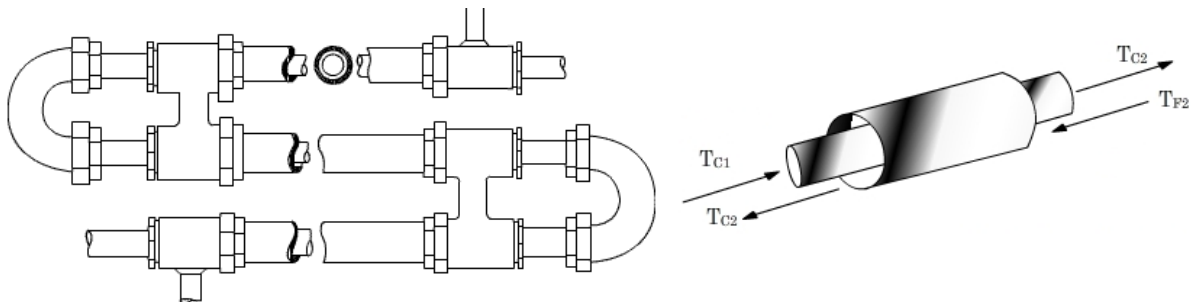


Ilustración 2-3: Intercambiador tubos concéntricos

2.2.2.2 Coraza y tubos

Este tipo de intercambiador es de los más utilizados en la industria, apareciendo en la mayoría de las centrales. Está constituido por una coraza y una gran cantidad de tubos. A la hora de clasificarlos, se nombran según el número de veces que pasa un fluido por la coraza y según el número de veces que pasa el otro fluido por los tubos.

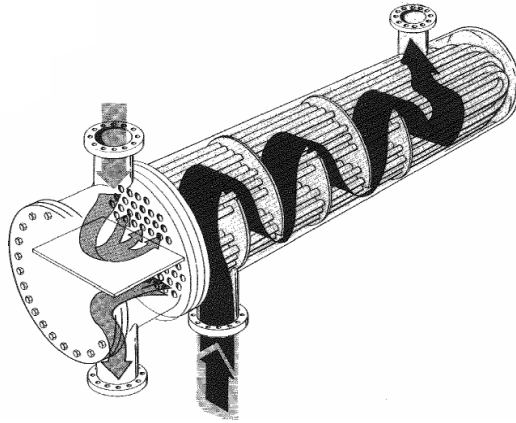


Ilustración 2-4: Intercambiador tubo y coraza

Este sería un intercambiador 1-2. Un paso por coraza y dos pasos por tubos.

En el interior de la coraza los tubos se ponen en una placa deflectora o bafle, la cual sirve para soportar el haz de tubos, generar un flujo cruzado y provocar una mezcla turbulenta en el fluido que discurre por la coraza aumentando la transferencia de calor y restringir las vibraciones de los tubos. Además, los tubos no siempre están dispuestos de la misma forma. Según esta disposición encontramos:

- Ajuste cuadrado: de esta forma, la limpieza de los tubos es más sencilla y la caída de presión en el lado de la coraza se ve reducida. También podemos encontrarnos esta disposición pero girada 45 grados.

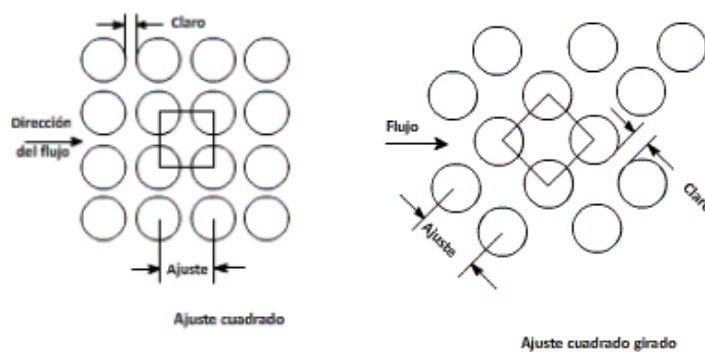


Ilustración 2-5: Ajuste cuadrado

Alejandro Meroño Ruiz

- Ajuste triangular: con esta disposición se consigue una mayor superficie de transferencia de calor. Sin embargo, al estar más cerca unos tubos de otros, es más difícil de limpiar y las caídas de presión son mayores que en el de ajuste cuadrado.

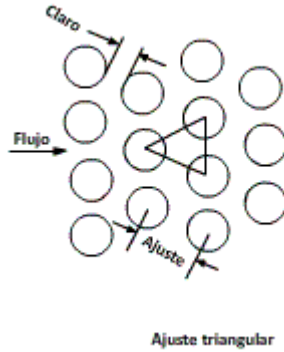


Ilustración 2-6: Ajuste triangular

Dentro de los intercambiadores tubo coraza tenemos los evaporadores. En ellos tenemos una cámara de calefacción y otra de evaporación. Estas cámaras se encuentran separadas por los tubos que es donde tiene lugar el intercambio de calor. Según estén dispuestos dichos tubos, podemos diferenciar entre evaporadores de tubos horizontales y evaporadores de tubos verticales.

2.2.2.3 Placas

Esta clase de intercambiador de calor está diseñado especialmente para garantizar una fácil limpieza. Es un conjunto de placas espaciadas entre sí de forma que entre ellas puede circular un fluido. Los fluidos frío y caliente se introducen entre estas placas de manera alterna, de esta forma los fluidos no están nunca en contacto. En estas placas separadoras que se produce la transferencia de calor. Este conjunto de placas corrugadas se encuentran dentro de un bastidor y están selladas gracias a una junta.

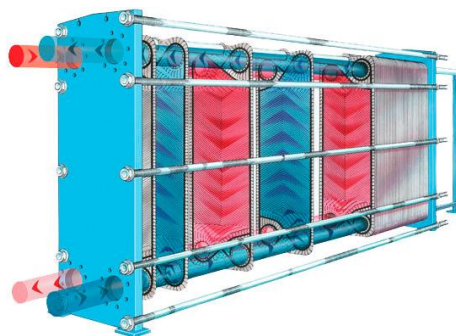


Ilustración 2-7: Intercambiador de placas

2.2.2.4 Compacto

Los intercambiadores compactos están diseñados para tener una gran densidad de área (β). En ellos los fluidos se mueven en direcciones ortogonales entre sí, lo que conocemos como flujo cruzado, como por ejemplo en los radiadores de los coches.

Este flujo cruzado se divide en: mezclado, uno de los dos fluidos fluye libremente, y no mezclado, unas placas se encargan de guiar el otro fluido.

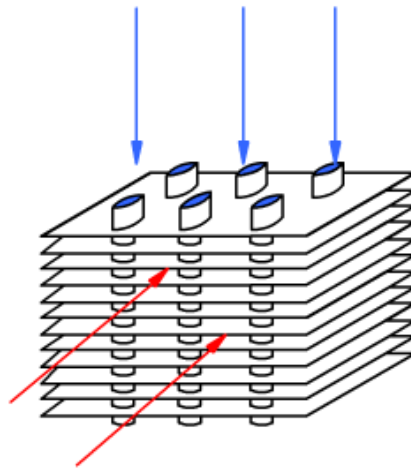


Ilustración 2-8 : Intercambiador compacto

2.2.2.5 Regeneradores

Existen dos tipos de calentadores de aire regenerativos: los de placa estacionaria (Rothemuhle) y los de matriz rotativa, que serán los que se estudiarán a fondo en este Trabajo fin de Grado.

Para comenzar, definiremos que un precalentador regenerativo es aquel en el que el intercambio de calor tiene lugar por unidad de superficie calentada no por unidad de masa (recuperativo). Esto significa que el calor no se transmite de forma continua a través de una superficie como en los recuperativos, sino que la matriz (lugar donde se produce la transferencia de calor) almacena y expulsa la energía térmica de manera alterna. Ambos flujos circulan por los mismos canales de manera intermitente. Por lo tanto, cuando el flujo de aire caliente fluye a través de la superficie de intercambio caliente, las placas existentes en ésta almacenan la energía.

Alejandro Meroño Ruiz

Como la matriz está rotando de forma continua cuando éstas se encuentran en la zona de intercambio fría, la expulsan; calentando de esta forma el fluido que por allí circule.

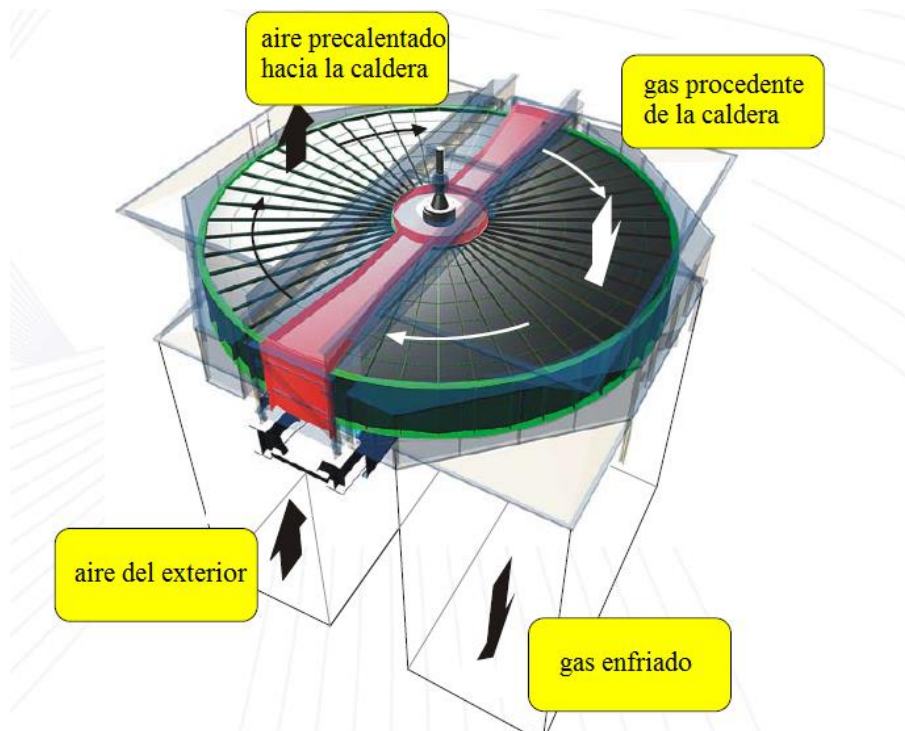


Ilustración 2-9: Intercambiador rotativo

Las chapas de la matriz, deben por tanto, ser muy finas debido a que lo que nos interesa realmente es transmitir calor por unidad de superficie, además de tener una alta capacidad de almacenamiento de calor. De esta forma las placas corrugadas se calientan de forma gradual, almacenando el calor que les cede el flujo de aire caliente. En los próximos capítulos se expondrá de forma más detallada: la transferencia de calor existente en las mismas, las partes del intercambiador, sus problemas más frecuentes, etc.

3. PRECALENTADOR REGENERATIVO ROTATIVO

La transferencia de calor es, como acabamos de observar, el objetivo primordial a la hora de diseñar un intercambiador de calor. Sin embargo, hay otros muchos factores más que entran en juego a la hora del diseño. Principalmente los siguientes:

- El tamaño y el peso
- La caída de presión
- La resistencia al ensuciamiento y a la corrosión
- Su vida útil
- Costes

Para ello, es necesario conocer a fondo el precalentador. [3] [4]

3.1 Partes del precalentador y montaje

3.1.1 Rotor

El rotor, como en toda máquina, es la parte giratoria de la misma. En el rotor del intercambiador, podemos distinguir principalmente dos partes:

- Eje central giratorio: es el tubo que transmite el movimiento rotatorio al resto del precalentador.
- Segmentos: son las placas radiales o “quesitos” en las que se divide la matriz rotativa. Dependiendo del tamaño del intercambiador, suelen utilizarse 8 segmentos para los más pequeños o 24 para los más grandes. Estos segmentos van unidos al eje giratorio o bien mediante soldadura o bien mediante unos encajes especiales. Además, también están unidos entre ellos mediante soldadura a través de las divisiones radiales para poder endurecer de manera eficiente toda la estructura. Estos segmentos están separados en pequeños cubículos que son en los que posteriormente se alojarán las cestas, donde se encajarán las masas calefactoras.

En estos segmentos, irán alojados los elementos donde se produce el intercambio de calor. Además, según a la profundidad del rotor que nos encontremos, podremos diferenciar claramente tres zonas: zona caliente, zona intermedia; pueden ser una, ninguna o varias y zona fría.

Esto se debe a que según la altura a la que nos encontremos, la temperatura de la masa calefactora será diferente y, por tanto, los problemas que surgirán en ellas no serán los mismos. La zona fría es en la que más peligro de corrosión existe. En ella, aparte de ser la zona donde el salto de temperatura es menor, la temperatura del gas de escape es muy baja, por lo que el riesgo de formación de ácido sulfúrico es alto. Por ello, a esta zona, se le denomina zona de sacrificio y como los perfiles, hay que cambiarlos con mucha más frecuencia, el rotor dispone de unas aberturas radiales por las que sacar dichos elementos sin que sea necesario sacarlas por la parte inferior o superior del intercambiador evitando desmontar de esta forma el precalentador entero. Estos problemas se detallarán con mayor exactitud en los próximos capítulos.

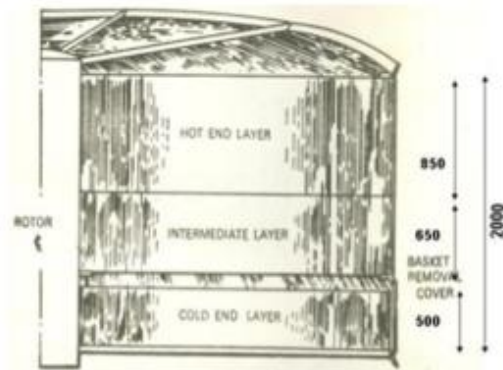


Ilustración 3-1: Rotor de un intercambiador regenerativo rotativo

3.1.2 Carcasa

Se suele fabricar con una forma octogonal y en seis partes diferentes las cuales están unidas entre sí bien por soldadura o bien atornilladas. Su misión principal es la de hacer más rígida toda la estructura. Además, se unen unos refuerzos externos para compensar la diferencia de presión que hay dentro del intercambiador y la presión del ambiente.

3.1.3 Conductos

Son los encargados de transportar los gases y el aire hacia dentro o fuera del rotor. Y en este tipo de intercambiador, son siempre fijos. Por lo general, suelen terminar en forma rectangular aunque la forma depende del equipo al que se vaya a conectar. Estos conductos también se suelen recubrir para solventar los problemas de diferencias de presión.

3.1.4 Cierres

Estos elementos son una de las partes más importantes del intercambiador. Uno de los problemas principales que tiene el precalentador rotativo son las fugas. Si se consigue

reducir el incremento de fugas a lo largo del tiempo, se consiguen alargar los períodos de mantenimiento, llevando el rendimiento de la planta a un nivel óptimo.

Debido a la elevada temperatura a lo largo de la longitud axial del rotor y su correspondiente variación de expansión radial, provocan la deflexión o el abombamiento del rotor. Este desplazamiento provoca más fugas y se produce en la zona caliente, en sentido vertical y hacia abajo y va aumentando conforme nos alejamos del radio, tal y como podemos ver en la figura_ en algunos casos estas oquedades pueden llegar a medir hasta 50mm.



Ilustración 3-2: Deflexión del rotor

El hecho de que haya una diferencia de presión entre los dos gases, hace que uno tienda a ir de un lado hacia el otro. Al estar la matriz en constante movimiento, en el montaje, hay que dejar unos huecos entre los segmentos y la carcasa para permitir que esta rote sin problemas.

Debido a esto, se producen unas pérdidas que hacen que no todo el flujo másico de aire pase por la masa calefactora y, por lo tanto, la eficiencia del intercambiador disminuya. Para evitar que esto ocurra, tenemos cinco tipos de cierres:

- Cierre radial: van entre la parte superior e inferior de las divisiones radiales
- Cierre axial: minimiza la fuga entre la superficie externa del rotor y la superficie que une la estructura superior e inferior.
- Cierre circunferencial exterior: minimiza el paso entre la superficie externa del rotor y la carcasa. Superior e inferior.
- Cierre circunferencial interior: minimiza la fuga entre la zona de entrada del aire y salida del gas y salida del aire y entrada de gas.

- Cierre del eje: minimiza la fuga en el espacio que queda entre el eje central giratorio y la carcasa.

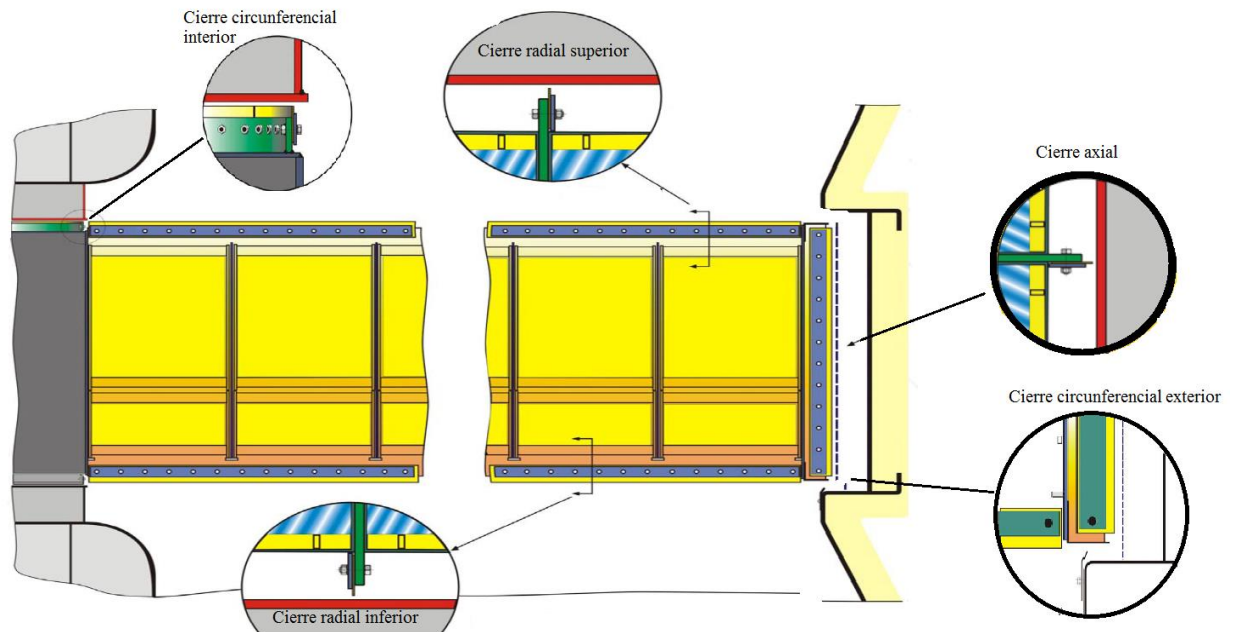


Ilustración 3-3: Cierres del intercambiador rotativo

El sistema de sellado ha ido evolucionando a lo largo del tiempo. Antiguamente, sensores y actuadores indicaban los huecos que la deflexión iba generando y los cierres se desplazaban según el requerimiento necesario. Sin embargo, cuando estos se movían iban generando nuevos huecos, de forma que había que poner nuevos cierres para tapar estas nuevas fugas. Dichos cierres eran muy vulnerables a los ataques de los gases de combustión y al sufrir fallos provocaban pérdidas mucho mayores que las que había anteriormente.

Por lo tanto, ahora se utiliza un sistema de cierres fijos que aunque inicialmente supone un ligero incremento en las fugas pero las reduce con el paso del tiempo que es lo deseable.

3.1.5 Cestas

Es el lugar donde se alojan a presión los perfiles donde se produce la transferencia de calor. Estas se sitúan en el interior de los segmentos que componen el rotor del precalentador. Entre los perfiles y las cestas de contención existe una pequeña tolerancia de espacio, pero esta es tan reducida que ningún gas puede pasar por ellas sin contribuir a la transferencia de calor. Es importante que las placas radiales divisorias no sufran ningún tipo de desgaste, por el contrario, el gas podría *by-passear*

los perfiles y se perdería efectividad. Para evitar este problema, se incluyen unas pletinas de cierre radiales a fin de compensar la deflexión del rotor.

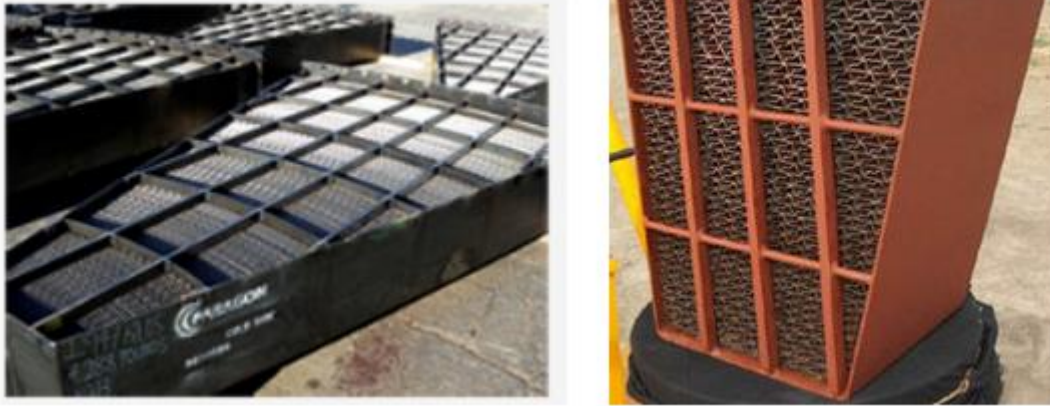


Ilustración 3-4: cestas del intercambiador rotativo

3.1.6 Equipos auxiliares

3.1.6.1 Unidad de manejo

Los motores que se utilizan para hacer rotar los intercambiadores, varían desde 4.5 a 30 kW según el diámetro del mismo y son capaces de girar en los dos sentidos y funcionar a diferentes velocidades. Esto permite que la matriz comience a girar lentamente. Al tener un gran tamaño, la inercia es bastante elevada, por lo que un comienzo suave asegura que no haya problemas con el torque.

3.1.6.2 Cojinetes

- Inferior :

Este cojinete, está diseñado para aguantar el peso total del rotor. Es un rodamiento de rodillos de empuje con un soporte de fundición de grafito cuyo aceite lubricante es de alta viscosidad para asegurar su buen funcionamiento bajo altas condiciones de carga.

- Superior:

Esta clase de cojinete aguanta la carga radial generada por las diferencias de presión propiciadas por el gas y el aire a diferentes temperaturas a lo largo de toda la matriz.

El aceite de ambos se encuentra monitorizado continuamente, de forma que una alarma nos avisa si la temperatura o la cantidad de aceite no es la correcta. En este caso, el cojinete puede disponer de un sistema de refrigeración de agua. Además de esto, se deben tomar muestras de aceite cada tres meses aproximadamente para detectar posibles errores de funcionamiento del cojinete.

3.1.6.3 Sopladores

Los sopladores son los encargados de limpiar la suciedad, el polvo, las cenizas o cualquier otro tipo de obstrucción que se deposite en la masa calefactora. En cada precalentador se suelen utilizar dos sopladores, uno para la zona caliente (zona superior) y otro para la zona fría (zona inferior). Están dispuestos de tal forma que se pueden usar de forma simultánea o individual según qué combinación favorezca para el mejor rendimiento de la caldera.

Podemos distinguir los sopladores según la presión del fluido del interior o según su retractilidad.

- Según la presión y el fluido:
 - Lavado a baja presión: se debe realizar inmediatamente después de la parada de la caldera con el fin de evitar la corrosión (ácido sulfúrico en estado líquido). Además, el proceso debe efectuarse sin interrupciones y lo más rápidamente posible. El fluido que se utiliza es agua a 20 bares a una temperatura de 50°C aproximadamente. Este tipo de lavado se realizará mientras la caída de presión no llegue al 50% del valor con el que se diseñó y los perfiles sean solubles en agua y no estén excesivamente obturados.
 - Lavado a alta presión: se realiza con aire o vapor de agua sobrecalentado a 200bares cuando las pérdidas aumentan un 50% el valor de diseño y los perfiles están altamente ensuciados.
- Según su retractilidad:
 - Semi-Retractables: principalmente se utilizan para los lavados de baja presión.
 - Retractable: tienen la ventaja de que las boquillas se pueden cambiar cuando el intercambiador está en marcha.

3.1.6.4 Detector de incendios

Los precalentadores alcanzan temperaturas muy altas. Por tanto, es imprescindible tener un detector para un posible caso de incendio. Estos termopares se sitúan entre las cestas, de forma que si la temperatura aumenta de manera alarmante, la señal se transmite a una cabina desde donde se transmite a los operarios. Una vez que se active el sistema de detección de incendios, las toberas que se encuentran en los conductos de la parte superior del calentador comienzan a rociar agua sobre toda la superficie de la matriz. A parte de este sistema, hay otro más avanzado que se basa en la detección y extinción del fuego mediante infrarrojos que hacen un barrido alrededor del rotor cubriendo hasta dos o tres segmentos. Este sistema inyecta agua de forma intermitente dentro del rotor siempre y cuando el origen del fuego esté bajo el campo de acción de la tobera.

3.1.7 Elementos de intercambio de calor

Los elementos donde se produce el intercambio de calor se denominan perfiles. Dos elementos (chapas principalmente de corten y acero al carbón) conforman un perfil. Hay una enorme variedad de tipos de perfiles en el mercado. A la hora de elegir el más adecuado para nuestro intercambiador, debemos tener en cuenta todos estos factores:

- Caída de presión mínima.
- Resistencia a la corrosión.
- Facilidad de limpieza.
- Características térmicas.
- Peso.
- Tamaño.

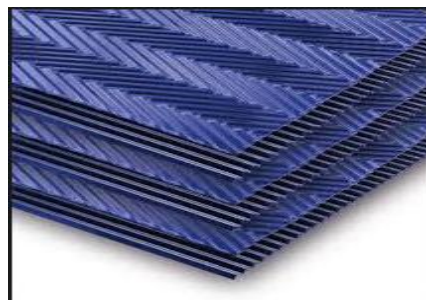


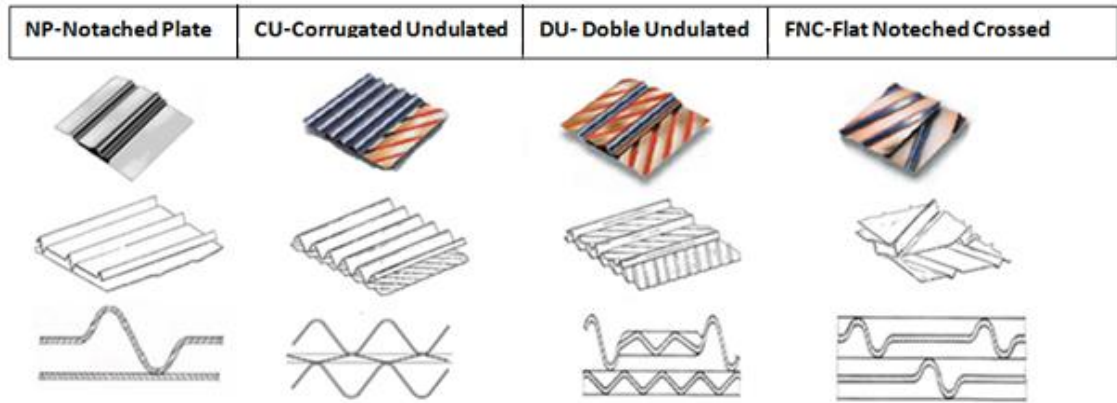
Ilustración 3-5: perfiles del intercambiador

Los más frecuentes son:

- NP-Notched Plate: es el tipo de perfil más simple. Su rendimiento térmico es muy bajo, por ello requiere una gran profundidad de perfil (altura del rotor).
- CU-Corrugated Undulated: su rendimiento térmico tampoco es destacable pero al ser un perfil bastante abierto, facilita mucho las labores de limpieza.

Alejandro Meroño Ruiz

- DU- Doble Undulated: posee un alto rendimiento y se utiliza en intercambiadores donde la erosión de la ceniza es más elevada de lo normal o un alto grado de ensuciamiento.
- FNC-Flat Notched Crossed: proporciona un alto rendimiento térmico y una caída de presión baja

*Ilustración 3-6: Tipos de perfiles*

Los canales de estos perfiles son los que nos indicarán las características del mismo. Para conocer el comportamiento de cada uno, debemos saber el tiempo que el fluido tarda en recorrer el perfil. Este tiempo se denomina tiempo residual y es directamente proporcional a la largura del conducto y a la superficie que recorre el fluido. Como ya sabemos, los precalentadores regenerativos, intercambian calor por unidad de superficie, por lo que cuanto más área recorra el fluido, mayor será el tiempo residual y, por tanto, más transferencia de calor habrá. Sin embargo, si el tiempo residual aumenta debido a que en el interior de los perfiles hay mayor cantidad de recovecos esto implica que son más susceptibles de acumular suciedad o incrustaciones, por lo que habrá más dificultad al paso del aire o del gas y la caída de presión aumentará. De esta forma podemos relacionar de manera directa la eficiencia energética con la superficie de intercambio, la velocidad de paso del fluido y la caída de presión y de manera inversa la facilidad de limpieza y la resistencia a la suciedad. Dispuestos de menor a mayor, en el sentido de izquierda a derecha, podemos concluir los siguientes perfiles con las siguientes características:

- Eficiencia energética: NP – CU – DU – FNC
- Superficie de intercambio NP – CU – DU – FNC
- Velocidad de paso del aire/gas: NP – CU – DU – FNC
- Caída de presión: NP – CU – DU – FNC
- Facilidad de limpieza: FNC – DU – CU – NP
- Resistencia a la suciedad: FNC – DU – CU – NP

Una vez que sabemos de qué depende la elección de un tipo de perfil debemos saber la importancia de conocer bien el tipo de combustible que vamos a emplear en la planta. Tal y como quedó explicado anteriormente, la matriz puede quedar dividida en varios niveles o zonas y los perfiles de estas no tienen por qué ser los mismos.

Uno de los aspectos fundamentales a conocer a la hora de la elección de los perfiles, es saber si la planta precisa de SCR (Selective catalytic reduction) o no. Estas plantas se instalan a la salida de los gases de combustión de la caldera para eliminar los NOx que hay en él. Para ello, es necesario que este gas esté muy caliente (aprox. 350°C) para que así aporte la energía suficiente para que se produzca la reacción química que tiene lugar en el catalizador. Por lo general, a no ser que se utilice gas natural o similares como combustible, se instalará una planta SCR. Esto es debido a que el gas natural no contiene nitrógeno ni azufre. Por tanto, si:

- No existe planta SCR:
 - Zona caliente: perfil tipo FNC.
 - Zona intermedia: perfil tipo DU.
 - Zona fría: perfil tipo NP.
- Existe planta SCR:
 - Zona caliente: perfil tipo NP.
 - Zona intermedia: perfil tipo DU.
 - Zona fría: perfil tipo FNC.

3.1.7.1 Esmaltado

El esmaltado es un proceso que se aplica a algunos elementos de perfiles en situaciones en las que existe un elevado índice de corrosión (azufre) o bien un alto grado de ensuciamiento (cenizas). [5] Por lo tanto el esmaltado suele aplicarse principalmente en la zona fría de los precalentadores. Sus características principales son las siguientes:

- Elevada resistencia a la corrosión y a los agentes químicos.
- Elevada resistencia al choque mecánico y térmico.
- Resistencia a la erosión y al desgaste.
- Excelente adherencia al acero.

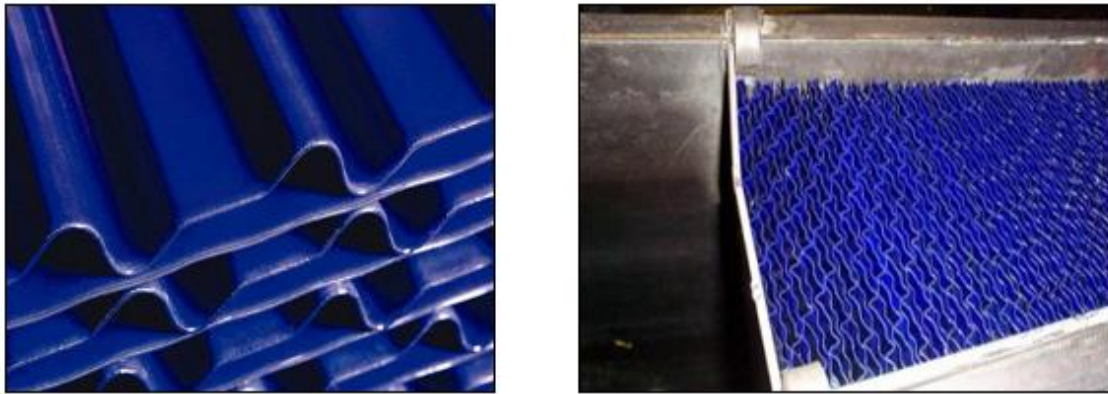


Ilustración 3-7 : Perfil del intercambiador

Actualmente, existen tres métodos principales de esmaltación:

- Método electrostático seco: es el método que menos problemas genera a la hora de aplicarlo en la chapa ya que no requiere mezcla con ningún otro elemento adicional, tal y como sucede en el método húmedo. Además, es más económico debido a que permite recuperar el polvo sobrante después de cada proceso y no requiere de una limpieza previa. Este método se consigue aplicando el polvo de esmaltación mediante la creación de un flujo electrostático entre la pistola (carga positiva) y la chapa (carga negativa) permitiendo, de esta forma, que el polvo se deposite uniformemente en toda la superficie de la chapa. La tensión aplicada, puede llegar a alcanzar los 100kV.
- Método electrostático húmedo: requiere mayor inversión que el seco y un tratado previo de la chapa, lo cual permite que se puedan utilizar aceros bajos en carbono en vez los decarburados que se utilizan en el seco.
- Método de inmersión: es el que peor calidad proporciona. Debido a la dificultad de recubrir los cantos de la chapa, la superficie de esmaltado no es uniforme. Además, como el húmedo, requiere de tratado previo.

El esmaltado también proporciona la ventaja de que permite hacer un empaquetado a mayor presión. La tensión superficial de este esmalte, debe permitir al acero emanar los gases que se originan en el horno debido a las reacciones químicas que se generan a 850°C entre el acero y el esmalte. Si esto no sucediese de esta forma, se quedarían burbujas retenidas en el esmalte que harían que este fuese más frágil. Los valores de esmaltado rondan un espesor de 150µm. Además de este esmalte, a los perfiles se les añade una capa de silicona que hace que se carguen eléctricamente.

3.2 Tipos de precalentadores regenerativos rotativos

Los intercambiadores de calor regenerativos rotativos se construyen para facilitar el intercambio de calor entre dos o más fluidos, dependiendo de la aplicación del precalentador. [6] De este modo, encontramos diversos tipos de precalentadores aire-gas según su forma constructiva:

- **Bisector:** estos precalentadores se dividen en dos secciones; el lado de los gases de combustión y el lado del aire. Por lo general, este tipo de intercambiador se suele utilizar en centrales térmicas de fuel-oil o gas y son los más usados.

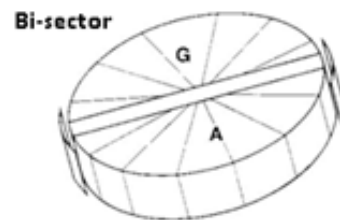
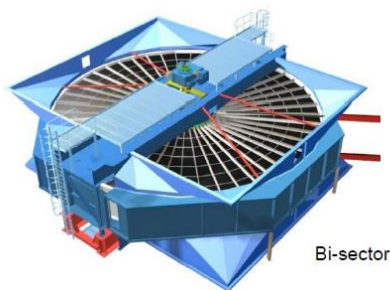


Ilustración 3-8: Intercambiador bisector

- **Trisector:** se dividen en tres secciones; el lado de los gases de combustión, el lado de aire primario y el lado de aire secundario. Este sector de más, es para el aire de renovación y está destinado a precalentar una parte del aire que es conducido hasta los molinos de carbón arrastrando todo este material a su paso. Este circuito es el que trabaja a mayor presión y se le denomina de circuito de aire primario. Mientras que el secundario es conducido directamente al lugar donde se quema el combustible. Los circuitos de aire primario y secundario se mezclan justo antes de entrar en la caldera

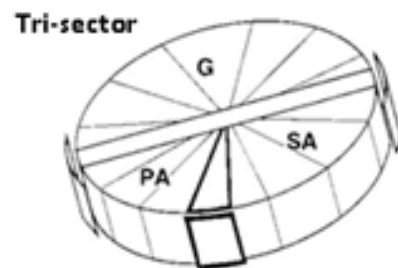
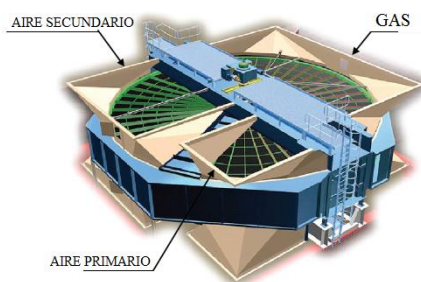


Ilustración 3-9: Intercambiador trisector

- Cuatri-sector: tienes cuatro secciones. Una para gas, dos para aire secundario y otra para aire primario, la cual se encuentra entre las dos del secundario. Estos precalentadores reducen las fugas con respecto a los trisectores.

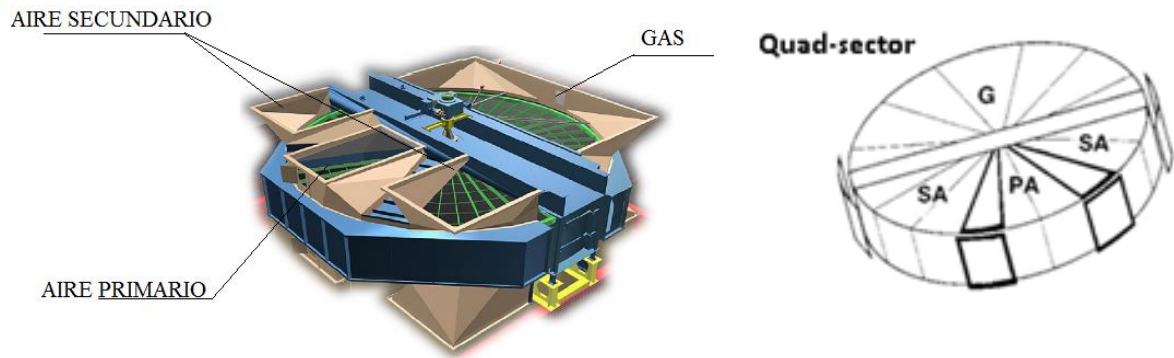


Ilustración 3-10: Intercambiador cuatri-sector

- Concéntrico: el precalentador se divide en dos precalentadores concéntricos de tipo bisector. El precalentador interior se compone de la parte de gases de combustión y el circuito de aire primario, mientras que el precalentador externo, está conformado por los gases de combustión y el lado de aire secundario. Este modelo está especialmente diseñado para centrales cuyas calderas requieren una variación en las temperaturas del circuito primario. La cual se conseguirá *bypassenado* el economizador con parte del gas.

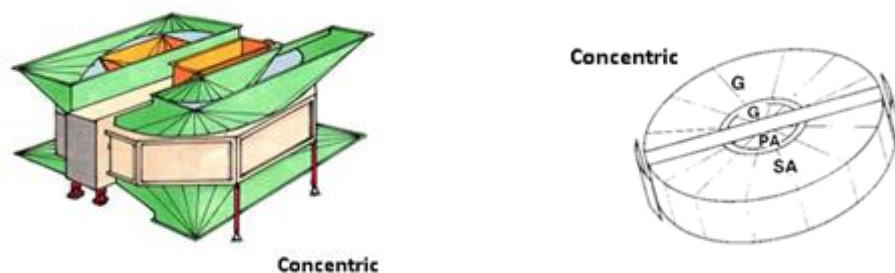


Ilustración 3-11: Intercambiador concéntrico

Además del tipo de combustible a quemar, hay otros factores que también determinan la elección de un precalentador u otro, como pueden ser: el tamaño del precalentador, el coste del equipo, la cantidad de espacio extra, las fugas de aire, la potencia del ventilador, la superficie o el peso. Cada precalentador presenta unas características concretas por lo que requerirá un estudio minucioso. Sin embargo, en la siguiente tabla se muestra un resumen generalizado de cada una de las características:

CARACTERÍSTICAS	MENOR \Rightarrow MAYOR			
TAMAÑO	BI-SECTOR/CONCÉNTRICO		TRISECTOR	CUATRI-SECTOR
PESO	TRISECTOR	BISECTOR	CONCÉNTRICO	CUATRI-SECTOR
POTENCIA DEL VENTILADOR	BI-SECTOR/CONCÉNTRICO		TRISECTOR	CUATRI-SECTOR
COSTE DEL EQUIPO	TRISECTOR	BISECTOR	CUATRI-SECTOR	CONCÉNTRICO

Tabla 1: Tabla de características según el tipo de intercambiador

En cuanto al tamaño, los tres más pequeños tienen dimensiones parecidas. Sin embargo, el cuatri-sector, debido a su mayor diámetro y a los sectores adicionales de separación, hace que su tamaño se dispare ligeramente sobre el resto. El peso viene determinado principalmente por la superficie de intercambio de calor, la cual es mayor en los cuatri-sectores.

Teniendo en cuenta que en la parte del gas los 4 tipos de intercambiadores producen caídas de presiones muy similares la diferencia se encontrará en la parte del aire. Y es en esta parte donde debemos considerar las fugas de aire desde el lado primario hacia el secundario. Como en el cuatri-sector, debido a su disposición, estas fugas se duplican con respecto al trisector la potencia de ventilador requerida es, aunque similar, mayor.

En cuanto al coste final de equipo, podemos observar que los cuatri-sector y los concéntricos son los más caros. Esto es debido a que sus rotores son más grandes y más complicados, por lo que el precio del mismo se encarece.

Además, todos los intercambiadores mencionados anteriormente, menos el cuatri-sector, disponen tanto de posición horizontal como de posición vertical, siendo estos últimos los más frecuentes. Uno de los principales factores a tener en cuenta a la hora de elegir uno u otro es la cantidad de espacio disponible que haya en la central.

Algunas de las desventajas que presentan cuando se disponen de manera horizontal son las siguientes:

- Aumenta el coste debido a los medios de fijación que se emplean para que la fuerza de la gravedad no haga que ciertos elementos se muevan y se produzcan pérdidas de rendimiento o roturas.

- El tipo de construcción debe ser mucho más robustas debido a que aparecerán ciclos de fatiga que puedan hacer que el precalentador quede dañado. El tamaño de un precalentador horizontal es mayor que el de uno vertical de la misma talla.
- La gravedad no favorece ni el drenaje ni la precipitación de las condensaciones.

3.3 Problemas en los precalentadores rotativos

3.3.1 Fugas

En un intercambiador regenerativo rotativo, las fugas siempre se producen desde el lado del aire de renovación hacia el lado de gases de combustión, debido a que el aire fluye a través del precalentador gracias al ventilador de tiro forzado, el cual imprime una presión elevada al aire de renovación. Por lo que la presión es mayor en el lado de aire que en el lado de gas. Por diferencia de presión, el aire se fuga hacia el lado del gas de combustión a través de los huecos e intersticios del intercambiador. [7]

El paso del aire primario a través del precalentador, tiene un efecto de enfriamiento sobre el lado de aire secundario. Esto se debe a que el aire primario entra con mayor presión y velocidad al intercambiador, por lo que la transferencia de calor entre el gas de combustión y el aire primario es menor que la transferencia de calor entre el gas de combustión y el aire secundario. Es decir, el aire del lado primario circula a mayor velocidad a través del precalentador que el aire del lado secundario, por lo que el aire primario no es capaz de absorber tanto calor como el aire secundario. En resumen, el aire primario sale menos caliente del precalentador que el aire secundario.

Además de esto, y debido a que la presión del aire es mayor en el lado primario que en los lados de aire secundario y de gas de combustión, se producen fugas de aire desde el circuito de aire primario hacia el circuito de aire secundario y el circuito de gas, lo que tiene un efecto de enfriamiento en ambos circuitos de aire secundario y de gas. En el siguiente gráfico se muestran las fugas procedentes de un trisector y un cuatri-sector:

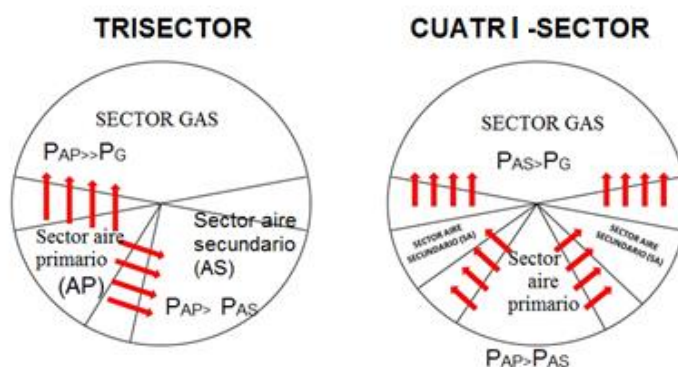


Ilustración 3-12: Fugas de trisector y cuatri-sector

En ambos casos el aire del sector primario corresponde al de alta presión, el secundario al de presión intermedia y el sector gas, al de baja presión. Sin embargo, estas fugas no son las únicas que suceden dentro del intercambiador. En el siguiente dibujo, podemos ver un esquema en el que se muestran las fugas más significativas: radiales, axiales y circunferenciales o *peripheral*.

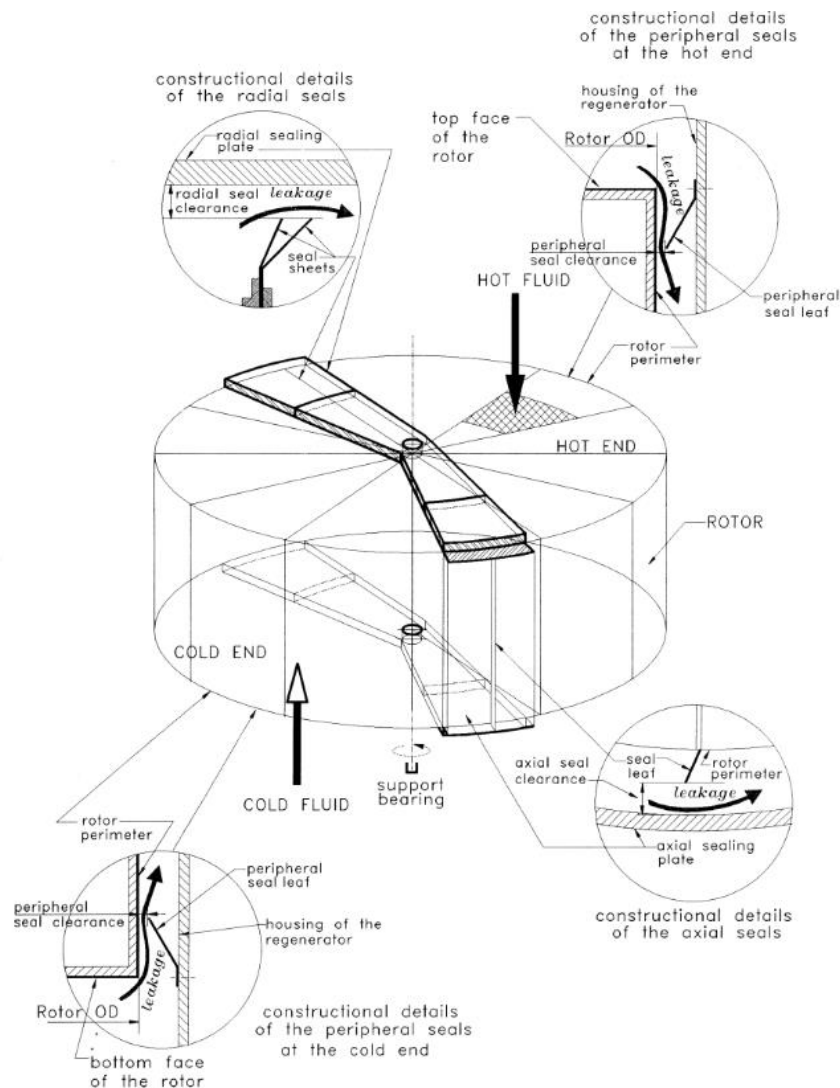


Ilustración 3-13: Esquema de fugas 3-D

En el siguiente dibujo, se han supuesto dos intercambiadores: el externo, en el que se tendrán en cuenta las pérdidas; y el interno (ideal) que queda representado dentro de la línea de puntos y en el que no habrán pérdidas. De esta forma la transferencia de calor se aproximará mucho más a la que se produce realmente y los resultados serán más exactos. En el siguiente gráfico se podrá ver la red de flujos del intercambiador:

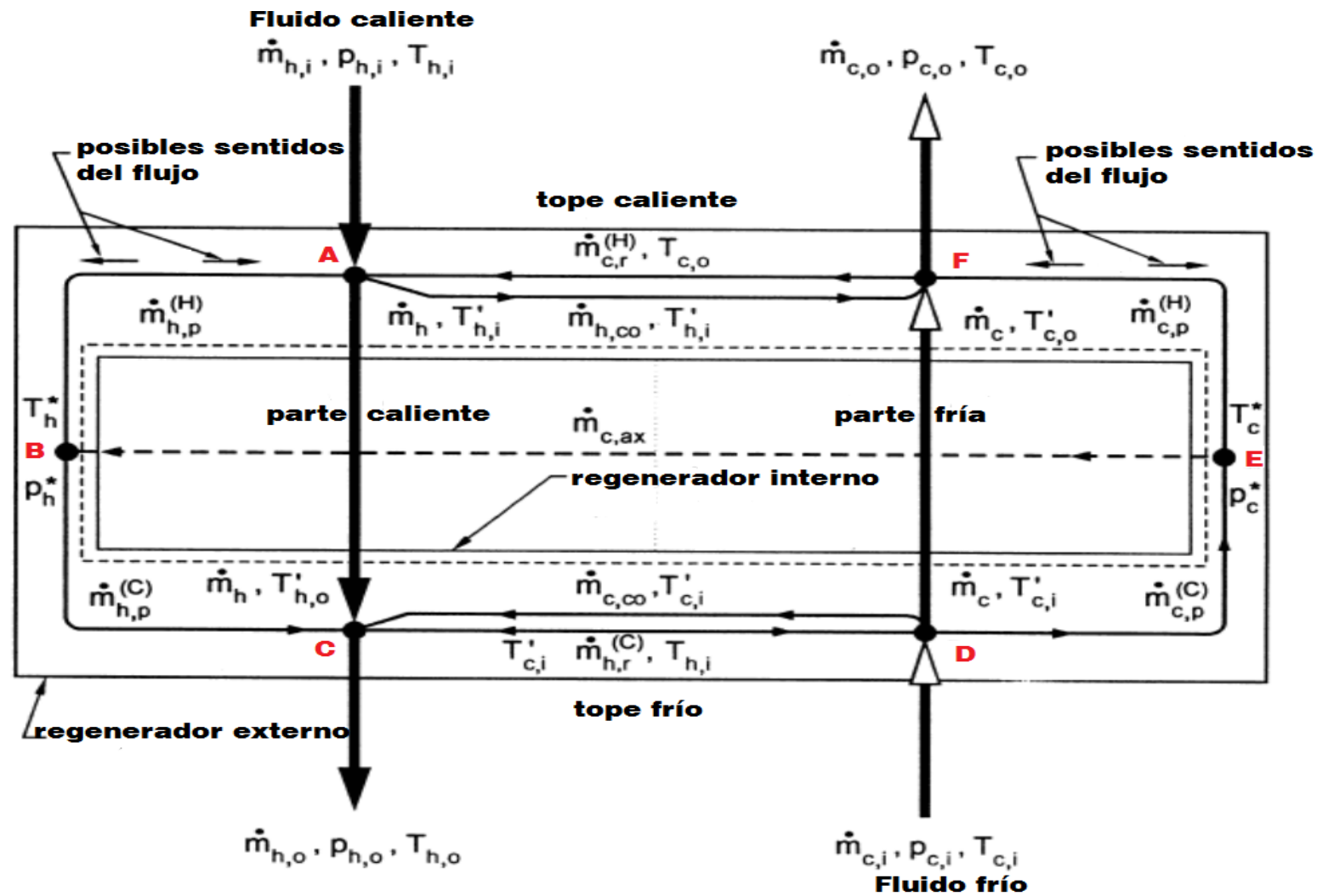


Ilustración 3-14: Esquema de fugas 2-D

Para comenzar, definiremos en la siguiente tabla la nomenclatura empleada en la red de fugas:

TIPO DE FUGAS	NOMENCLATURA	CAÍDAS DE PRESIÓN	DENSIDAD
Radiales (r)			
- tope caliente	$\dot{m}_r^{(H)}$	$p_{c,o}-p_{h,i}$	$\rho_{c,o}$
-tope frío	$\dot{m}_r^{(C)}$	$p_{c,i}-p_{h,o}$	$\rho_{c,i}$
Circunferenciales (p)			
-tope caliente			
-parte caliente	$\dot{m}_{h,p}^{(H)}$	$p_{h,i}-p_{h*}$ $p_{h*}-p_{h,i}$	Si $p_{h,i}>p_{h*} \Rightarrow \rho_{h,i}$ (del tope caliente al frío) Si $p_{h,i}<p_{h*} \Rightarrow \rho_{h*}$ (del tope frío al caliente)
-parte fría	$\dot{m}_{c,p}^{(H)}$	$p_{c,o}-p_{c*}$ $p_{c*}-p_{c,o}$	Si $p_{c,o}>p_{c*} \Rightarrow \rho_{c,o}$ (del tope caliente al frío) Si $p_{c,o}<p_{c*} \Rightarrow \rho_{c*}$ (del tope frío al caliente)
-tope frío			
-parte caliente	$\dot{m}_{h,p}^{(C)}$	$p_{h*}-p_{h,c}$	ρ_{h*}
-parte fría	$\dot{m}_{c,p}^{(C)}$	$p_{c,i}-p_{c*}$	$\rho_{c,i}$
Axiales (ax)	$\dot{m}_{c,ax}$	$p_{c*}-p_{h*}$	ρ_{c*}
Continuas (co)			
-parte caliente	$\dot{m}_{h,co}$		$(\rho_{h,i}+\rho_{h,o})/2$
-parte fría	$\dot{m}_{c,co}$		$(\rho_{c,i}+\rho_{c,o})/2$

Tabla 2: Tipo de fugas en los intercambiadores

Cabe destacar, aunque ya se haya detallado en la nomenclatura, que esta proviene del inglés, refiriéndonos al tope caliente como (H), tope frío (C), parte caliente (h), parte fría (c), entrada (i) y salida (o).

Además, podemos apreciar como en las fugas radiales, circunferenciales y axiales el fluido fluye libremente por el intercambiador, por lo que se desplazará de las zonas de mayor presión hasta las zonas de menor presión, siendo la densidad que tomamos la que corresponda a la mayor presión. Las fugas denominadas continuas, son aquellas que se producen cuando uno de los fluidos se queda “atrapado” en los poros de la matriz. Por ello la dirección del mismo no queda definida por las diferencias de presión, sino por el sentido de giro de la matriz.

Una vez que ya tenemos localizadas las fugas en cada uno de los sitios y asumiendo que el proceso es isentrópico, podemos determinar que al fluido se le pueden aplicar las ecuaciones de continuidad (se conserva la masa) y de Bernoulli (fluido ideal en un circuito cerrado). Por lo tanto, teniendo en cuenta que en los dos lados del cierre las presiones son diferentes (llamaremos p_1 donde la presión es mayor, y p_2 donde es menor), que podemos despreciar el efecto de la gravedad y que la velocidad de entrada es muy pequeña comparada con la del gas cuando pasa por el cierre; obtenemos que:

$$m_{fuga} = A_{ci} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)}$$

Además, si tenemos en cuenta el coeficiente de descarga, que algunos autores en análisis experimentales han determinado en 0,8 y sabemos que el factor de descarga (Y) es 1 para diferencias de presión relativamente pequeñas. Entonces:

$$m_{fuga} = Y \cdot C_d \cdot A_{ci} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)}$$

Para terminar, tendremos en cuenta que para un sistema de cierres múltiple en el que todos los cierres poseen las mismas características, al igual que el fluido que pasa por ellos, podemos determinar dicha fórmula como:

$$m_{fuga} = Y \cdot C_d \cdot A_{ci} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \frac{(P_1 - P_2)}{Nc}}$$

Otras de las ecuaciones que podemos usar, son las del balance de masa y balance de energía que se producen en los puntos a estudiar. En este caso tendremos en cuenta que la dirección del flujo se dirige del punto A al B, del F al E y del E al B. Además, por convenio, tomaremos la entrada de los flujos al punto como negativa y la salida del mismo como positiva.

PUNTOS DE ESTUDIO	BALANCE DE MASA
A	$-\dot{m}_{h,i} - \dot{m}_r^{(H)} + \dot{m}_{h,p}^{(H)} + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h = 0$
B	$-\dot{m}_{h,p}^{(H)} - \dot{m}_{c,ax} + \dot{m}_{h,p}^{(C)} = 0$
C	$-\dot{m}_r^{(C)} - \dot{m}_{h,p}^{(C)} - \dot{m}_{c,co} - \dot{m}_h + \dot{m}_{h,o} = 0$
D	$-\dot{m}_{c,i} + \dot{m}_{c,p}^{(C)} + \dot{m}_r^{(C)} + \dot{m}_{c,co} + \dot{m}_c = 0$
E	$-\dot{m}_{c,p}^{(C)} - \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,ax} = 0$
F	$-\dot{m}_c - \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,o} + \dot{m}_r^{(H)} = 0$

Tabla 3: Balance de masa en las fugas

PUNTOS DE ESTUDIO	BALANCE DE ENERGÍA
A	$-\dot{m}_{h,i} H_{h,i} - \dot{m}_r^{(H)} H_{c,o} + (\dot{m}_{h,p}^{(H)} + \dot{m}_{h,co} + \dot{m}_h) H'_{h,i} = 0$
B	$-\dot{m}_{h,p}^{(H)} H'_{h,i} - \dot{m}_{c,ax} H_c^* + \dot{m}_{h,p}^{(C)} H_h^* = 0$
C	$-(\dot{m}_r^{(C)} + \dot{m}_{c,co}) H_{c,i} - \dot{m}_{h,p}^{(C)} H_h^* - \dot{m}_h H'_{h,o} + \dot{m}_{h,o} H_{h,o} = 0$
D	$\dot{m}_r^{(C)} \text{ de D a C} \Rightarrow T'_c = T_{c,i}$
E	$-\dot{m}_{c,p}^{(C)} H_{c,i} - \dot{m}_{c,p}^{(H)} H_{c,o} + \dot{m}_{c,ax} H_c^* = 0$
F	$-\dot{m}_c H'_{c,o} - \dot{m}_{h,co} H'_{h,i} + (\dot{m}_{c,p}^{(H)} + \dot{m}_{c,o} + \dot{m}_r^{(H)}) H_{c,o} = 0$

Tabla 4: Balance de energía en las fugas

3.3.2 Ensuciamiento y corrosión

Como mencionamos anteriormente, el rotor suele dividirse en capas o niveles: calientes, frías e intermedias. Los problemas que surgen en cada una de ellas son completamente diferentes y, por tanto, requieren ser analizados por separado, no solo para poder garantizar el correcto funcionamiento del intercambiador, sino para saber qué tipo perfiles o elementos auxiliares se deben usar en la instalación. En el combustible los componentes más habituales son: oxígeno, nitrógeno, vapor de agua, dióxido de carbono, sulfuros, hierro o sodio. [8]

3.3.2.1 Zona caliente

Esta zona es el primer nivel que encontramos según salen los gases de la caldera. En ella, el principal problema que encontramos es el ensuciamiento. Dependiendo de

cuánto se haya pulverizado el combustible, las cenizas o inquemados (hollín) pueden adherirse al perfil, reduciendo la eficacia del intercambiador.

Por ello, es muy importante saber el tipo de residuo que puede producir el tipo de combustible que se quema en la cadera para poder darle una solución:

- Residuos desprendidos de la combustión en calderas de carbón o fuel oil, como las cenizas.
- Residuos de bisulfato de amonio derivado del exceso de amoníaco sobrante en el proceso eliminación de NO_x en planta SCR.

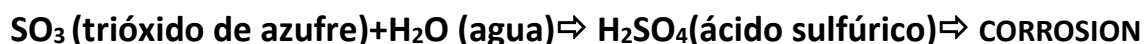
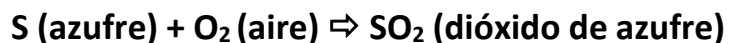
Siempre que se prevea un ensuciamiento en la zona caliente, se deben instalar unos perfiles con mayor abertura o ampliar el espacio entre dichos elementos para impedir la acumulación de la suciedad. En este aspecto, es muy importante la velocidad de entrada de los gases al intercambiador que deberá rondar los 15m/s para evitar que las cenizas queden incrustadas en los perfiles, se obstruyan y la pérdida de carga sea mucho mayor.

3.3.2.2 Zona fría

En esta capa es donde se producen problemas de corrosión, fundamentales a la hora de diseñar un intercambiador. Esto se debe principalmente a la aparición del ácido sulfúrico y el bisulfato de amonio en las capas más bajas del precalentador.

➤ Ácido Sulfúrico (H_2O)

Este ácido se suele encontrar en el intercambiador en forma de vapor sin humedad (SO_3) pero si la temperatura desciende de los 120°C (punto de rocío del azufre), tiene lugar la condensación del vapor de agua, existente en el gas de combustión, produciéndose así la reacción del SO_3 con el H_2O y formando el ácido sulfúrico (H_2SO_4). El problema fundamental es que en la zona fría se trabajan a temperaturas muy próximas a esta, por lo que si el contenido en azufre es alto, esto es un problema frecuente. El proceso de formación de los óxidos de azufre y del ácido sulfúrico es el siguiente:



Sin embargo, no siempre que se trabaja por debajo de los 120°C en la capa fría, se tienen problemas de corrosión. En las centrales térmicas que se utiliza carbón como combustible, suele existir una elevada cantidad de ceniza alcalina que absorbe la

humedad y previene así la formación del ácido sulfúrico y, por tanto, los problemas de corrosión. Para que esto suceda, la proporción entre la ceniza y el ácido sulfúrico debe ser mayor que 7:1. Es decir, que haya 7 veces más cantidad de ceniza alcalina que de sulfuros. Pero este tipo de carbón no se utiliza siempre por lo que en el caso de que se forme ácido sulfúrico procederemos de alguna de las siguientes formas:

- Elevar la temperatura del gas a la entrada del intercambiador propiciando así que en la salida sea un poco más alta.
- Utilizar materiales más resistentes al ácido sulfúrico, como el esmalte.
- Adición de algún álcali que absorba humedades al gas de escape.

Por otra parte, en las centrales en las que se utiliza fuel-oil como combustible, también encontramos el mismo problema de óxidos de azufre. Además, con el agravante de que no existe una ceniza alcalina, por lo que el ácido precipita en forma de líquido una vez que descendemos por debajo de su punto de rocío. Pero no siempre se puede solucionar este problema y el esmalte tiene una vida útil determinada por lo que en la zona fría se disponen de unas puertas para cambiar la masa calefactora cuando el rendimiento del intercambiador baje y los perfiles estén corroídos.

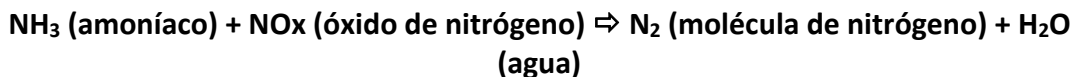


Ilustración 3-15: Perfiles corroídos

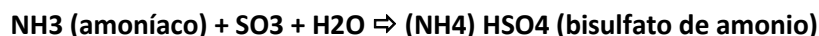
➤ **Bisulfato de amonio (NH_4HSO_4)**

El bisulfato de amonio se forma en el proceso de eliminación de NO_x en una planta SCR (Selective Catalytic Reaction) cuando el exceso de amoníaco (NH_3) utilizado en el proceso, se mezcla con el SO_x contenido en el gas de escape. En

esta planta, aguas arriba del intercambiador, se elimina más de un 90% del NO_x contenido en el gas de combustión. Durante el proceso de combustión, se produce monóxido de nitrógeno (NO) en la zona de alta temperatura de combustión y ozono (NO₂) en la zona de baja temperatura. El amoníaco (NH₃), se usa de catalizador para producir moléculas de N₂ y H₂O para eliminar el nitrógeno de los gases de escape.



Cuando se introduce una cantidad elevada de amoníaco, el sobrante se mezcla y reacciona con el azufre contenido en el gas de escape, produciendo así el bisulfato de amonio ((NH₄) HSO₄) que puede condensarse en los elementos del precalentador de aire a temperaturas entre 150°C y 220°C.



Para eliminar estos NO_x del gas de combustión, es necesario que el gas esté muy caliente para que así soporte la energía suficiente para que se produzca la reacción química que tiene lugar en el reactor. El catalizador también puede incrementar la cantidad de SO₃ en el gas de combustión, que combinado con las cenizas volátiles, constituye una de las principales causas de incrustaciones en la zona fría del intercambiador. En el caso del bisulfato de amonio no es necesario esmaltar la capa fría ya que lo único que provoca es el ensuciamiento de la misma.

4. Cálculo de un intercambiador rotativo regenerativo.

En este apartado del proyecto analizaremos el intercambio de calor que se produce en el interior de un intercambiador rotativo regenerativo. Para ello usaremos fórmulas y expresiones comunes al resto de intercambiadores. Sin embargo el hecho de que sea un intercambiador regenerativo y que rote sobre su eje principal, hará que se la añadan otros principios y por tanto otras ecuaciones que los rijan. [9]

Antes de comenzar con dicho análisis conviene dejar claro las suposiciones iniciales que se han hecho a la hora de tratar con el intercambiador:

- El intercambiador opera en un régimen casi-estático. El gasto másico, la velocidad y la temperatura tanto del aire como del gas, a la salida y entrada del intercambiador, es considerada constante en el tiempo y uniforme.
- Las paredes son adiabáticas, es decir, el intercambio de calor con el exterior del intercambiador es despreciable.
- No hay fuentes de energía en el interior del intercambiador.
- No hay cambio de fase en el interior del mismo.
- El análisis está basado en las propiedades térmicas de ambos gases a la temperatura media de los mismos, independientemente de la posición y del tiempo.
- Los coeficientes de transmisión de calor entre los fluidos y la matriz son constantes en posición, tiempo y temperatura.
- La transmisión de calor en la dirección del eje, a lo largo de la pared, se considera despreciable.
- Las pérdidas que se han tenido en cuenta han sido las más significativas: radiales y circunferenciales. Tanto en la parte superior del intercambiador como de la inferior.

4.1 Fluidos

Para un análisis más aproximado se han definido seis partes en el intercambiador claramente diferenciadas. Primeramente, como es obvio, se ha dividido el precalentador en dos partes: aire y gas; y a su vez, cada una de estas se ha fraccionado en tres: zona de entrada, zona media y zona de salida. De esta forma, y teniendo en cuenta la variación de temperaturas a lo largo del intercambiador, podremos hallar las características térmicas de los fluidos en cada una de las partes mencionadas.

Como hemos visto en la parte teórica del proyecto, la mitad longitudinal del intercambiador no coincide exactamente con la temperatura media de los fluidos. Sin embargo, dado a que la diferencia no es muy abultada podemos hacer tal suposición.



Ilustración 4-1: Intercambiador de perfil

4.1.1 Aire

El aire es una mezcla homogénea de gases y su composición es prácticamente constante en todo el planeta. Esta combinación de gases está formada, en porcentaje de volumen por, aproximadamente: un 78% de Nitrógeno (N_2), un 21% de Oxígeno (O_2), un 0,9% de dióxido de carbono y el resto, de gases inertes como el argón o el neón.

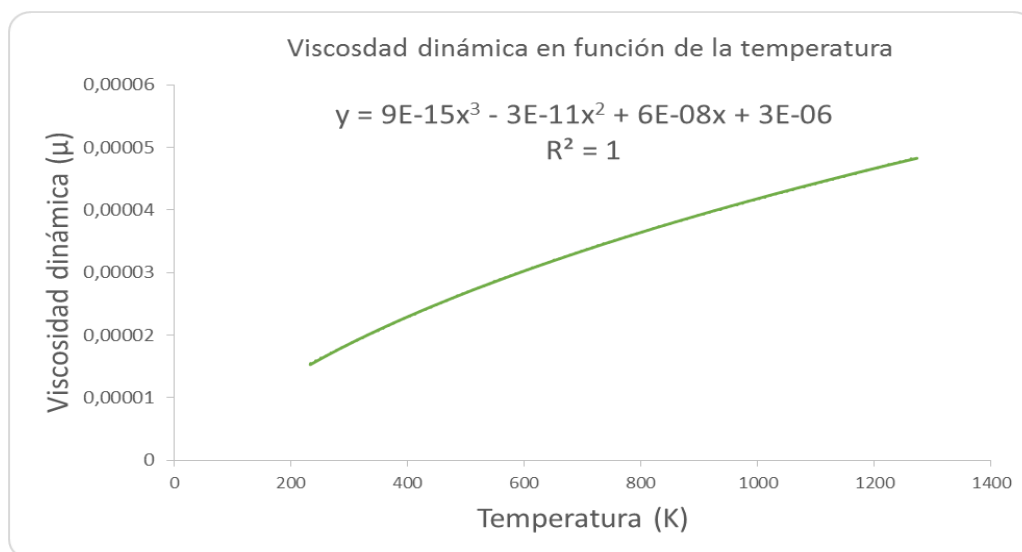
Es por esto que a la hora de calcular sus propiedades a la entrada, teniendo en cuenta presión atmosférica y aire seco, nos valdrá con determinar la temperatura del lugar en el que se encuentre nuestra planta.

4.1.1.1 Viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k) y densidad (ρ)

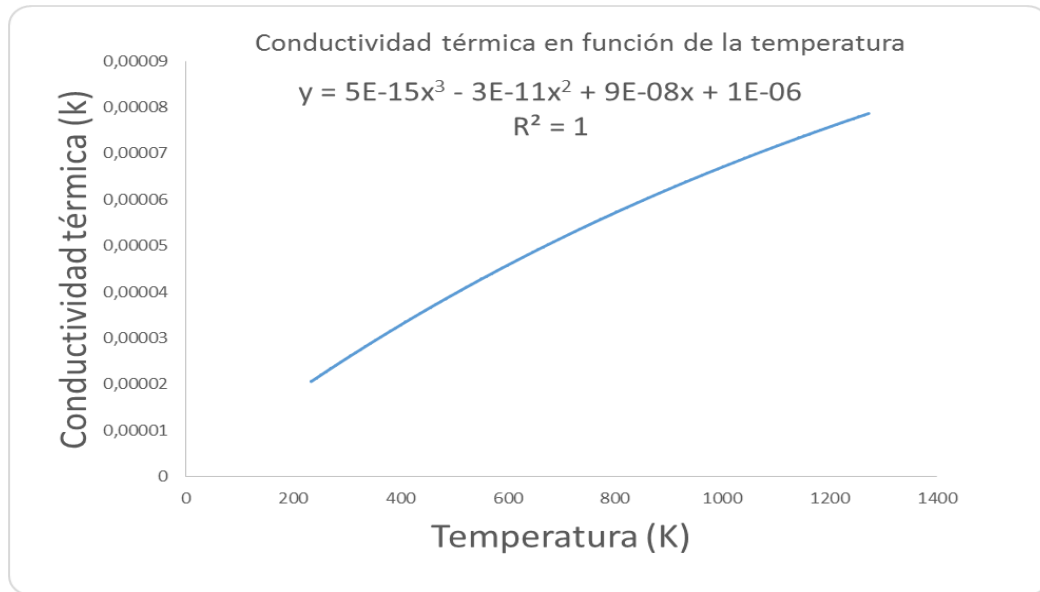
Para hallar estas propiedades del aire en el presente trabajo se han usado las tablas de las propiedades del aire seco a presión atmosférica. [10]

Para poder automatizar el proceso a la temperatura que el usuario elija, se ha ajustado una línea de tendencia polinómica a las tablas de datos mencionadas con anterioridad. De esta forma, las gráficas correspondientes a viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k) y densidad (ρ) son las siguientes:

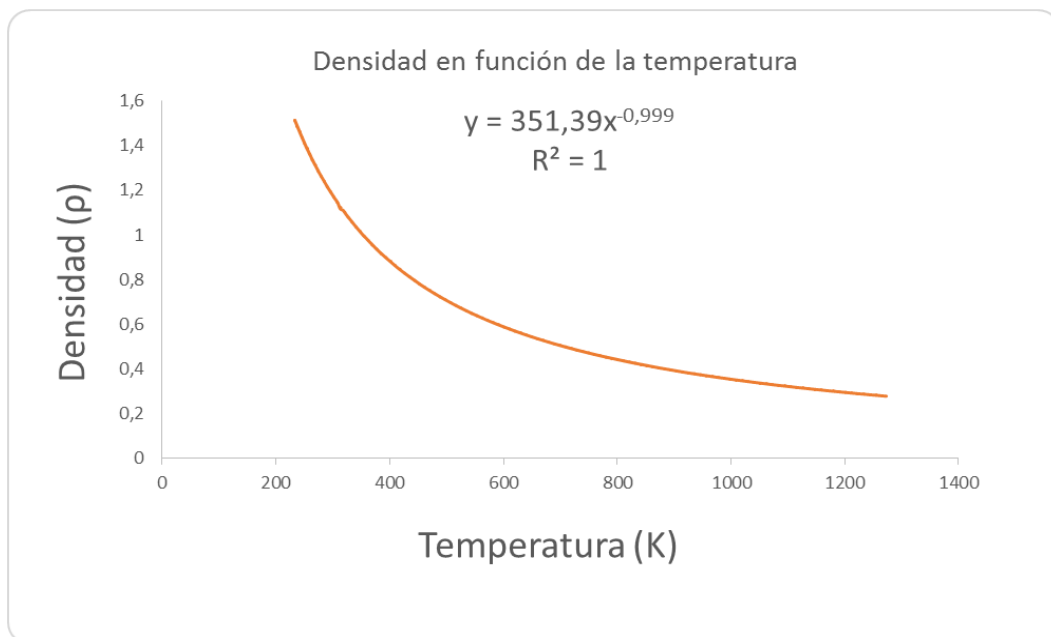
La viscosidad es una propiedad intrínseca a cada fluido y varía de manera significativa con la temperatura y muy poco con la presión. Por ello, para gases de baja presión, menos de 10 atm, se considera independiente de la presión. [11]



Gráfica 1: Viscosidad dinámica en función de la temperatura



Gráfica 2: Conductividad térmica en función de la temperatura



Gráfica 3: Densidad en función de la temperatura

Conforme este aire va ascendiendo en el intercambiador, su temperatura va variando, por lo que la presión del mismo también se verá modificada y ya no se trabajará en condiciones ideales. Sin embargo, tal y como podemos observar, las diferencias, por ejemplo en la densidad del gas, son prácticamente despreciables.

- Densidad del aire a presión y temperatura de salida según la fórmula de los gases ideales:

$$\rho_{aire_{salida1}} = \frac{P_{aire_{salida}} \cdot M_{aire}}{R \cdot T_{aire_{salida}}} = \frac{103297 \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{8,313 \cdot 632} = 0.550$$

- Densidad del aire a presión atmosférica y temperatura de salida según las gráficas anteriores:

$$\rho_{aire_{salida2}} = 351.39 \cdot T^{-0.999} = 351.39 \cdot 632^{-0.999} = 0.559$$

4.1.1.2 Calor específico (C_p)

Como sabemos, el calor específico es la cantidad de calor que hay que suministrar a una unidad de masa para elevar su temperatura una unidad y por lo general viene determinado por la temperatura inicial.

Existen infinidad de reacciones químicas posibles por lo que determinar los efectos caloríficos de ellas es prácticamente imposible, por ello, se ha intentado tabular cada una por separado. Para estos cálculos, se ha tratado con unas condiciones estándar para los gases. Todas las condiciones para este estado son fijas, a excepción de la temperatura, que vendrá determinada por la del conjunto y que será la que rija el calor específico de cada uno de los elementos. Aun así, el estado elegido para los gases es ficticio. Sí bien, será una suposición que podremos llevar a cabo debido a que para bajas presiones los gases reales no se desvían mucho de los ideales.

Para el aire seco se ha usado la siguiente correlación dependiente de la temperatura:

	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅
Aire	3,653	-1,34E-03	3,29E-06	-1,91E-09	2,76E-13

Tabla 5: Parámetros para el cálculo del Cp del aire seco

$$Cp_{aire} = (a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4) \cdot \left(\frac{R}{M_{aire}}\right)$$

4.1.1.3 Números adimensionales

Prandtl: El número de Prandtl (Pr) es un número adimensional en el que se relacionan la viscosidad y la difusividad térmica. Por ello, podríamos decir que es una comparación entre la convección y la conducción de un elemento. Quedaría definido con la siguiente fórmula:

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k}$$

Reynolds: El número de Reynolds (Re) es un número que se utiliza para caracterizar el movimiento de un fluido. Para definirlo, necesitamos conocer el diámetro hidráulico (D_h) de los perfiles, la velocidad a la que circula el fluido por ellos (v), la densidad de dicho fluido (ρ) y la viscosidad dinámica (μ).

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

j-factor: El factor Chilton and Colburn factor (j-factor), como otros números adimensionales, hace ciertas correcciones a partir del Reynolds. En este caso, y teniendo en cuenta el tipo de flujo obtenido a partir del Reynolds que ya hemos calculado, utilizaremos la siguiente expresión para definirlo:

$$jfactor = \exp(-4,059 + (2,0063 \cdot LN(Re)) - (0,58802 \cdot LN(Re)^2) + (0,038513 \cdot LN(Re)^3))$$

Nusselt: El nusselt (Nu) es un número adimensional que relaciona la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción.

$$Nu = jfactor \cdot Re \cdot Pr^{1/3}$$

4.1.1.4 Coeficiente de transferencia de calor (h)

El coeficiente de transferencia de calor cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección. La fórmula que lo define sería la siguiente:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h}$$

Además, esta fórmula se usa indistintamente tanto para la zona del aire como para la del gas. Por lo que es válida para ambos fluidos. El diámetro hidráulico, en nuestro supuesto, también es el mismo tanto para la parte del gas como para la del aire, aunque esto no siempre tiene por qué ser así.

4.1.2 Gas

En los intercambiadores rotativos regenerativos, al igual que en la mayoría de intercambiadores de calor, se puede usar casi cualquier tipo de gas para hacer el intercambio de calor. En el caso a estudiar en este proyecto, se usará gas natural. Este está formado por una mezcla de elementos la cual varía incluso dependiendo del yacimiento concreto del que se extraiga. Los elementos que lo forman son: nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono, dióxido de azufre y vapor de agua,

4.1.2.1 Viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k) y densidad (ρ)

En este caso, hallar la viscosidad dinámica y la conductividad térmica de una mezcla de gases es algo más complejo que la del aire. Debido a que sería prácticamente imposible tener una tabla de datos experimentales (como la que usamos en el aire) de cada una de las infinitas posibles combinaciones de todos los gases existentes, para poder hallar estos parámetros usaremos el modelo de Chapman-Enskog. [12] [13] Este modelo está basado en el modelo de Lennard-Jones para la energía potencial de interacción entre dos moléculas del mismo gas. De esta forma, usaremos las fórmulas correspondientes de gases puros a baja presión. Según este modelo, el límite entre baja y alta presión rondaría las 10 atmósferas, una presión extremadamente alta comparada con los valores habituales con los que estamos trabajando en el intercambiador

Para hallar la viscosidad de cada uno de los gases que componen la mezcla se usa la siguiente fórmula:

$$\mu = 2.6693 \times 10^{-6} \frac{(M \cdot T)^{0.5}}{\sigma^2 \cdot \Omega}$$

Donde:

- M: masa molar (g/mol)
- T: temperatura (K).
- σ : diámetro de colisión.
- Ω : integral de colisión para viscosidad.

Para poder hallar el diámetro de colisión (σ) bastará con conocer el elemento con el que tratamos y tener las tablas de Chapman-Enskog (Anexo II). Sin embargo, para conocer la integral de colisión para la viscosidad (Ω) también necesitaremos saber la relación que existe entre la temperatura a la que se encuentra el gas y el cociente ($\frac{\varepsilon}{\kappa}$), en donde (ε) representa la energía característica y (κ) es la constante de Boltzman.

Cuando hayamos calculado el valor ($\frac{\kappa T}{\varepsilon}$) cogeremos el valor de la integral de colisión (Ω) que tenga asociado.

De esta forma, y cuando tengamos hallados el diámetro de colisión y la integral de colisión para la viscosidad de cada uno de los elementos a cada una de las temperaturas, calcularemos la viscosidad dinámica de cada elemento por separado. Una vez sepamos la viscosidad dinámica de cada elemento, podremos calcular el de la mezcla.

Para ello, podremos usar la ecuación de Wilke:

$$\mu_{mezcla} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^n y_j \cdot \phi_{ij}}$$

En la que:

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-0.5} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{0.5} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{0.25} \right]^2$$

Donde:

- n = Número de especies en la mezcla.
- y_i, y_j = Fracciones molares de i, j .
- μ_i, μ_j = Viscosidades de i, j puros a la temperatura y presión de la mezcla.
- M_i, M_j = Pesos moleculares de i, j .

Sin embargo, para hidrocarburos gaseosos de peso molecular similar, que es el caso que nos ocupa debido a que estamos tratando con gas natural, podemos usar como aproximación válida la siguiente fórmula, en donde las incógnitas son las mismas que se han citado anteriormente:

$$\mu_{mezcla_hidro} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \mu_i \cdot \sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \sqrt{M_i}}$$

Para la conductividad térmica usaremos también la teoría cinética de Chapman-Enskog para gases de baja presión. En este caso usaremos la siguiente fórmula, cuyos parámetros y métodos de cálculo también son los mismos que los citados anteriormente:

$$k = 0.08328 \frac{(M \cdot T)^{0.5}}{\sigma^2 \cdot \Omega}$$

Al igual que con la viscosidad dinámica y por los mismos motivos, la conductividad térmica de una mezcla de las mismas condiciones responden a la siguiente fórmula:

$$k_{mezcla_hidro} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot k_i \cdot \sqrt[3]{M_i}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \sqrt[3]{M_i}}$$

Para terminar, hallar la densidad de una mezcla de gases a baja presión es algo más sencillo. Para ello, se tratará la mezcla como un único gas a una presión y temperatura dadas y la densidad se calculará de la siguiente manera:

$$\rho = \frac{M \cdot P}{R \cdot T}$$

Donde:

- M = peso molecular.
- P = presión de la mezcla (Pa).
- R = constante universal de los gases ideales (J/mol·K)
- T = Temperatura de la mezcla (K)

Para hallar el peso molecular del compuesto nos bastará conocer la fracción volumétrica de cada uno de los compuestos en la mezcla final y el peso molecular de cada uno de ellos.

$$M_{mezcla} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i$$

4.1.2.2 Calor específico (C_p)

Para el cálculo del calor específico de cada uno de los elementos que conforman el gas natural se ha usado una tabla de correlaciones similar a la utilizada anteriormente con el aire. Todas ellas son dependientes de la temperatura, de forma que con saber este dato de la mezcla, podremos obtener la capacidad calorífica específica de cada uno de los elementos. [11]

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
N_2	3,675	-1,21E-03	2,32E-06	-6,32E-10	-2,26E-13
O_2	3,626	-1,88E-03	7,06E-06	-6,76E-09	2,16E-12
CO_2	2,401	8,74E-03	-6,61E-06	2,00E-10	0,00E+00
SO_2	3,267	5,32E-03	6,84E-07	-5,28E-09	2,56E-12
H_2O	4,07	-1,11E-03	4,15E-06	-2,96E-09	8,07E-13

Tabla 6: Parámetros para el cálculo del C_p de varios compuestos

$$Cp_i = (a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4) \cdot \left(\frac{R}{M_i}\right)$$

Una vez que hallamos el calor específico de cada elemento obtendremos el de la mezcla con la siguiente fórmula:

$$Cp_{mezcla} = \sum_{i=1}^n Cp_i \cdot y_i$$

4.1.2.3 Números adimensionales y coeficiente de transferencia de calor (h)

Los cálculos empleados para hallar el Prandtl, el Reynolds, el j-factor y el Nusselt, así como el coeficiente de transferencia de calor por unidad de superficie (h) son los mismos que los empleados para el aire.

4.2 Características geométricas e intercambio de calor.

Una vez definidas las propiedades caloríficas del gas y del aire vamos a concretar las características geométricas del precalentador, que es la otra parte esencial en el intercambio de calor.

Para ello, también tendremos en cuenta las características físicas y dimensiones del intercambiador, los materiales de los que está compuesto y las fugas que se producen en él, parte esencial para el cálculo del rendimiento.

Además, de esta forma, se verá cómo se relacionan cada uno de los parámetros y la influencia que tiene cada uno de ellos en el intercambio de calor, por ello es por lo que se estudiarán de manera conjunta en este capítulo del proyecto.

4.2.1 Geometría

Los elementos y la geometría que conforman el intercambiador se han explicado de manera más detallada en la parte teórica del proyecto. A modo de recordatorio, citaremos los que tienen una implicación directa en el rendimiento del mismo: altura del rotor (Al_r), radio del baffle (r_b), radio del rotor (r_r), radio de la carcasa (r_{ca}), tamaño del hueco con el cierre y tamaño del hueco con la carcasa, que en nuestro caso tendrá la misma magnitud, y quedará determinado por la variable δ .

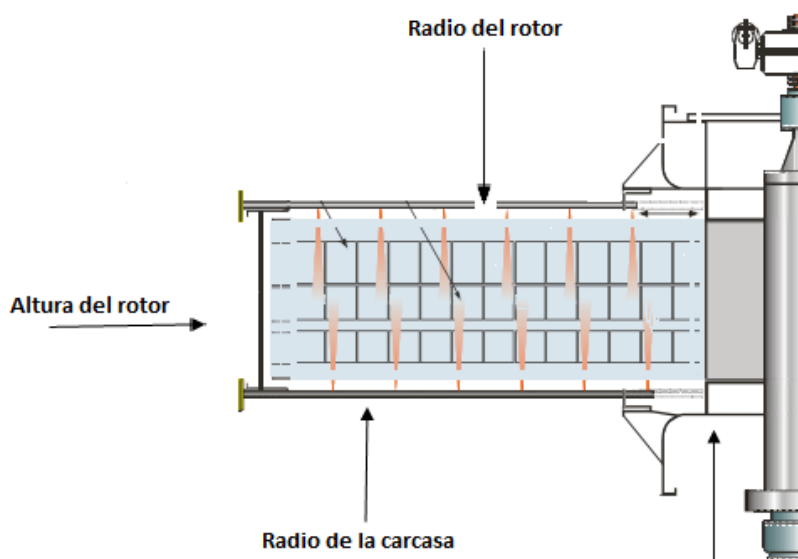


Ilustración 4-2: Parámetros geométricos del rotor

Algunos de estos datos geométricos nos ayudarán a calcular las áreas útiles de intercambio de calor.

Para hallar el intercambio de calor en el precalentador, usaremos el concepto de densidad de área (β). Este tipo de intercambiadores compactos, alcanzan una gran área superficial debido a las placas delgadas y corrugadas sujetas entre sí, consiguiendo de esta forma esa gran área superficial por unidad de volumen. Por tanto el área de intercambio de calor se hallará mediante la siguiente fórmula:

$$A = \pi(r_r^2 - r_b^2) \cdot Al_r \cdot \beta$$

Una vez hallado el intercambio de área de todo el intercambiador, deberemos distinguir la parte del gas de la parte del aire. De esta forma, y sabiendo que ambas partes ocupan la misma superficie dentro del intercambiador, bastará con dividir entre dos el área total del intercambiador. Para distinguir cada una de las partes del intercambiador, usaremos el subíndice “*h*” (del inglés *hot*) para referirnos a la parte caliente, es decir, la parte del gas; y el subíndice “*c*” (del inglés *cold*) para hacer referencia a la parte con menor temperatura de entrada, es decir, la del aire. Ambos subíndices se usarán de forma continuada durante todo el proyecto.

$$A_h = A_c = A/2$$

Ahora que conocemos el área de intercambio de calor en cada una de las partes, es el momento de calcular el coeficiente de transferencia de calor en el punto de temperatura media en cada una de las partes.

$$\overline{h}_h = (h \cdot A)_h$$

$$\overline{h}_c = (h \cdot A)_c$$

4.2.2 Efectividad del intercambiador

Las limitaciones existentes a la hora de obtener casi cualquier tipo de combustible que se utiliza en una central hacen que estos se encarezcan enormemente. Por ello, la importancia de la eficiencia de los equipos que la conforman es uno de los grandes retos para la industria.

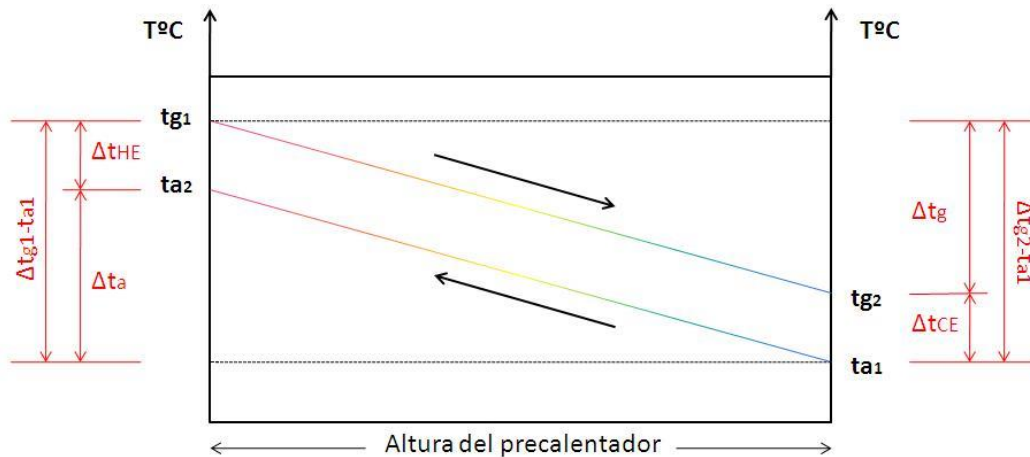


Ilustración 4-3: Distribución de temperaturas

Para hallar la efectividad de un intercambiador regenerativo rotativo, tendremos en cuenta varios aspectos que lo diferencian del resto de intercambiadores y otros en los que sí se asemeja. [14] [15]

Para comenzar, señalaremos los parámetros de los que depende esta efectividad, los cuales se detallarán posteriormente:

$$\varepsilon = f(NTU, C^*, C_r, (hA))$$

Los estudios experimentales, han demostrado que la velocidad de rotación del intercambiador también tiene una influencia en su rendimiento, y aunque esta no sea muy determinante, también se debe tener en cuenta a la hora de calcular la efectividad del mismo de una manera más rigurosa. Por ello, definiremos la eficacia del intercambiador de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \varepsilon_{rot} \cdot \varepsilon_0$$

Donde:

- ε = efectividad del intercambiador.
- ε_{rot} = efectividad debida a la rotación.
- ε_0 = efectividad debido al flujo cruzado.

Comenzaremos a estudiar la efectividad debida a la rotación del intercambiador. Este factor de corrección se debe a la velocidad rotacional de la matriz. Estas velocidades suelen ser bajas, 4 o 5 rpm como máximo y sus valores habituales están entre 0.5 y 2 rpm. Esto se debe a que a los perfiles les tiene que dar el tiempo suficiente a almacenar y descargar toda la energía obtenida en cada una de las fases.

$$\varepsilon_{rot} = \left[1 - \frac{1}{9 \cdot \left(\frac{C_r}{C_{min}} \right)^{1.93}} \right]$$

Para comenzar, definiremos el concepto de capacidad calorífica (C). La capacidad calorífica o capacidad térmica de un determinado cuerpo, determina la cantidad de energía que debe intercambiar dicho cuerpo y su entorno para producir un cambio de temperatura en el mismo. Para obtener este valor nos bastará con multiplicar el gasto másico (\dot{m}_i) por el calor específico (C_p) de cada uno de los gases. $C_i = C_{pi} \cdot \dot{m}_i$.

En este caso, tenemos dos gases determinados: el aire y el gas. Por lo que denominaremos: $C_{m\acute{a}x}$ al gas con mayor capacidad calorífica, $C_{m\acute{i}n}$ al de menor y C^* al cociente entre $C_{m\acute{i}n}$ y $C_{m\acute{a}x}$. Sin embargo, la capacidad calorífica no es un concepto que solo afecte a los gases, por tanto, el material del cual está hecha la matriz (acero corten), también juega un papel importante. Por tanto, la capacidad calorífica de la matriz (C_r) se calculará de la siguiente forma:

$$C_r = Mm \cdot C_{pm} \cdot \left(\frac{N}{60} \right)$$

Donde:

- C_r = capacidad calorífica de la matriz (W/K).
- Mm = masa de la matriz (kg).
- $C_{pcorten}$ = calor específico del corten (kJ/kg·K).
- N = revoluciones por minutos de la matriz (rpm).

Para hallar la masa de la matriz, lo mejor sería pesar los perfiles que se van a introducir en las cestas. Sin embargo para poder hacerlo de una manera analítica y en base a los parámetros geométricos de entrada, se hallará de la siguiente forma:

$$Mm = \pi \cdot (r_r^2 - r_b^2) \cdot Al_r \cdot \rho_{corten} \cdot (1 - \lambda)$$

Donde:

- ρ_{corten} = densidad del corten (kg/m³).
- λ = porosidad.

Una vez hemos calculado todos estos datos, nos falta calcular la efectividad del intercambiador debido al flujo cruzado (ε_0), que será la que más influencia tenga en la efectividad final. Para ello, contaremos con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1 - C^*)}}{1 - C^* \cdot e^{-NTU(1 - C^*)}}$$

En ella nos encontramos con el factor NTU (number of transfer unit). El método ε -NTU nos sirve para calcular la eficiencia de un intercambiador de calor cuando no tenemos los datos de temperaturas que se requieren. En nuestro caso, tenemos los datos de entrada pero no los de salida. Calculamos el NTU de la siguiente manera:

$$NTU = \left(\frac{1}{C_{min}} \right) \left(\frac{1}{1/(hA)_h + 1/(hA)_c} \right)$$

4.2.3 Cálculo de las fugas

Tal y como se ha mencionado en la parte teórica del proyecto, las fugas tienen un papel muy importante en este tipo de intercambiadores. Sin embargo, el cálculo exacto de todas ellas es un proceso muy técnico y complejo, debido a la cantidad de orificios por los que los gases se pueden ir desplazando y por la variación constante tanto de presiones como de temperaturas en todo el intercambiador. [16]

Debido a esto, en este proyecto se estudiarán y calcularán las fugas que mayor representación tienen en el cómputo global. Estas son: fuga radial superior, fuga radial inferior, fuga circunferencial de la zona gas y fuga circunferencial de la zona aire. En el dibujo inferior se ha representado con un “R” las radiales y con una “C” las correspondientes a las fugas circunferenciales.

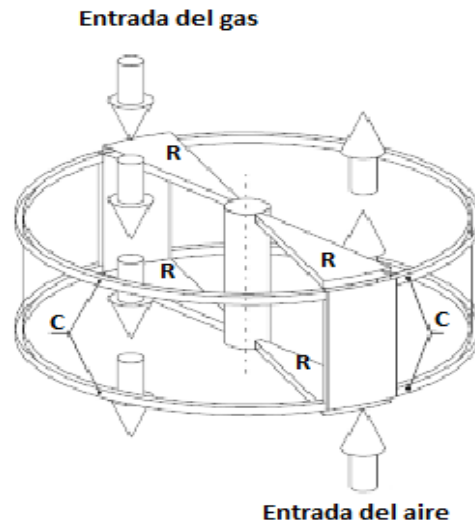


Ilustración 4-4: Esquema reducido de fugas

Para calcular el gasto másico de gas fugado, independientemente de la zona o del tipo de fuga, se ha utilizado la siguiente fórmula:

$$m_{fuga} = Y \cdot C_d \cdot A_{ci} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \frac{\Delta P}{Nc}}$$

Donde:

- Y = factor de expansión.
- C_d = coeficiente de descarga.
- A_{ci} = área del hueco entre el cierre y el rotor (m^2).
- ρ = densidad (kg/m^3).
- ΔP = diferencia de presión (Pascales).
- Nc = número de cierres.

- **Factor de expansión (Y):** El factor de expansión es un factor de corrección adimensional que se utiliza para ajustar los datos de forma que se asemejen de una forma más veraz a la realidad. De este modo, y para este tipo de intercambiadores con sus correspondientes cierres, la fórmula empírica es la siguiente:

$$Y = 1 - (0.351 + 0.265\tau^4 + 0.93\tau^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\gamma} \right]$$

Donde:

- τ = ratio de los orificios.
- P_2 = presión mayor (Pascales).
- P_1 = presión menor (Pascales).
- γ = razón de calor específico. Toma el valor de 1.4 para el aire.

Ratio de los orificios (τ): Este ratio determina el cociente entre los diámetros hidráulicos de los dos huecos. Para entender mejor a qué huecos nos referimos los representaremos en el siguiente esquema:

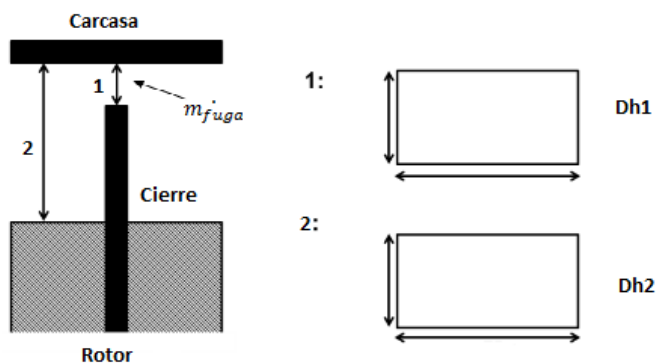


Ilustración 4-5: Esquema del cierre rotor-carcasa

En la figura, se puede observar el orificio por el que fluye el gasto másico del gas fugado. El diámetro hidráulico se determina con la siguiente fórmula:

$$D_h = \frac{4A_{hu}}{p_{hu}}$$

El subíndice 1 hace referencia al hueco entre la carcasa y el cierre, mientras que el subíndice 2, determina el espacio existente entre la carcasa y el rotor. De esta forma, el ratio entre orificios que definido por la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{D_{h2}}{D_{h1}}$$

- **Coeficiente de descarga (Cd):** El coeficiente de descarga es un parámetro adimensional que aproxima el valor teórico a uno más real. Este depende del ratio de los orificios y el número de Reynolds (Re). Para Re_{Dh1} entre 10^4 y 10^7 , como es nuestro caso, el cálculo del coeficiente de descarga se realiza con la siguiente fórmula:

$$C_d = 0.5959 + 0.0312 \cdot \tau^{2.1} - 0.184\tau^8 + \frac{91.71 \cdot \tau^{2.5}}{Re_{Dh1}^{0.75}}$$

Reynolds (Re): Como ya definimos anteriormente, el número de Reynolds (Re) es un número que se utiliza para caracterizar el movimiento de un fluido y se define con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{h1}}{\mu}$$

- **Área de cierre (A_c):** El área del cierre es la superficie en metros cuadrados que hay entre el cierre y la carcasa. Para este caso, distinguimos dos áreas diferentes, una para cada tipo de gas fugado: una para el área de la fuga radial y otra para el área correspondiente a la fuga circunferencial.

Por tanto, el área de cierre radial (A_{ci_r}), corresponderá con el área de un rectángulo y el área de cierre circunferencial ($A_{ci_{cir}}$), con el de una corona circular. Además, debemos resaltar que el hueco entre la carcasa y el cierre (hu_{ci}), independientemente del tipo de fuga, se ha establecido como constante y de valor 0.02 metros.

$$A_{ci_r} = (r_r - r_b) \cdot hu_{ci} \quad A_{ci_{cir}} = \pi \cdot [(r_{ca})^2 - (r_{ca} - hu_{ci})^2] \cdot 0.5$$

- **Densidad (ρ):** La densidad que se utilizará para este caso será la densidad de la zona que tenga una mayor presión. Al fluir los gases de manera libre por las zonas de fugas dentro del intercambiador estos se desplazarán de las zonas de mayor presión a la que tienen una presión más pequeña.
- **Diferencia de presión (ΔP):** La diferencia de presiones entre las distintas zonas se puede explicar de la siguiente forma. Este esquema, representa el intercambiador desde una vista frontal. En él quedan definida las cuatro zonas con sus correspondientes presiones, dos de entrada y dos de salida. Como hemos dicho anteriormente, la diferencia de presiones es lo que hace que los gases se desplacen libremente por los huecos del intercambiador. Tal y como se muestra en el esquema. De esta forma, podemos ver cómo los gases se pueden trasladar desde la entrada del gas (zona 1) hasta la salida del aire (zona 2) o a la de salida del gas (zona 3) así como el resto de posibles combinaciones mostradas en el esquema.

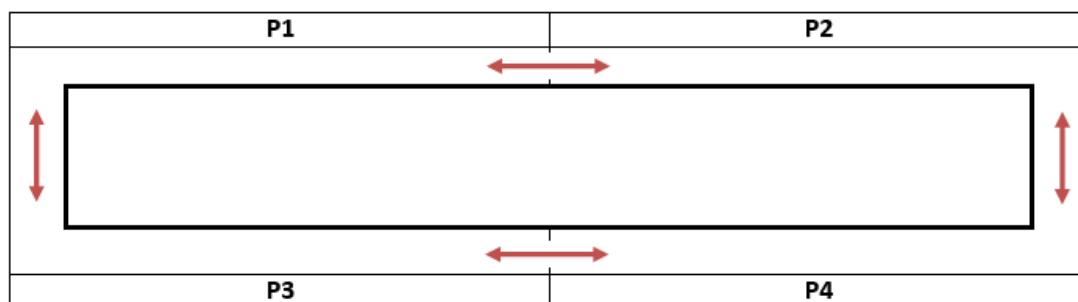


Ilustración 4-6: Movimiento de las fugas

- **Número de cierres (N_c):** El número de cierres es un parámetro variable que depende exclusivamente de la cantidad de cierres que desee poner el cliente. Como en casos anteriores, diferenciaremos los cierres radiales (N_{ci_ra}) y los cierres circunferenciales (N_{ci_cir}), según el tipo de fuga que estemos estudiando.

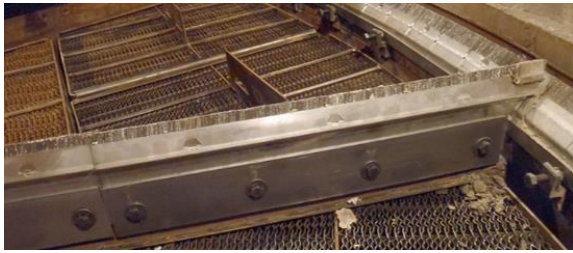


Ilustración 4-7: Cierres radiales

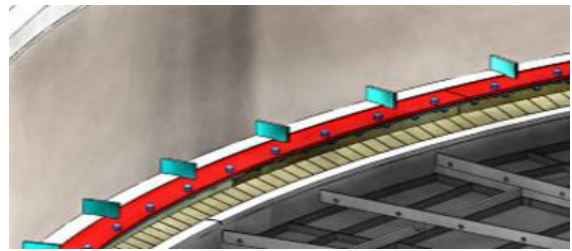


Ilustración 4-8: Cierres circunferenciales

5. MICROSOFT OFFICE EXCEL.

Una vez que los fenómenos térmicos de intercambio de calor han quedado descritos en el capítulo anterior, vamos a proceder a detallar los diferentes pasos y funciones que se han utilizado para el cálculo de los mismos.

Como es sabido, Excel es un programa de hojas de cálculo distribuido por Microsoft. Este, permite manipular datos numéricos y alfanuméricos que se almacenan en unas celdas de forma que se puede interactuar entre ellas.

El hecho de haber elegido este programa para la realización del proyecto es debido a su frecuente uso en una gran cantidad de ámbitos y a su interfaz amigable a la hora de interactuar con el usuario a través de su lenguaje de programación VBA. [17] [18]

5.1 Funciones de Excel

Además de las operaciones matemáticas básicas, Excel proporciona al usuario una serie de funciones predeterminadas que permiten interactuar con los datos de una manera más avanzada. A continuación se detallarán las funciones utilizadas distinguiendo tres aspectos: el nombre de la función en Excel, su sintaxis y su descripción.

NOMBRE	SINTÁXIS	DESCRIPCIÓN
SUMAPRODUCTO	=SUMAPRODUCTO(matriz1;matriz2; ...)	Devuelve la suma de los productos de los correspondientes componentes de la matriz.
MAX	=MAX(número1;número2;...)	Devuelve el valor máximo de una lista de argumentos.
MIN	=MIN(número1;número2;...)	Devuelve el valor mínimo de una lista de argumentos.
PROMEDIO	=PROMEDIO(número1;número2;...)	Devuelve el promedio de los argumentos.
BUSCARV	=BUSCARV(valor_buscado;matriz_buscar; indicador_columnas;ordenado)	Busca en la primera columna de una matriz y devuelve el valor de la celda indicada
REDONDEAR	=REDONDEAR(número,núm_decimales)	Redondea un número a un número de decimales especificado.
AHORA	=AHORA()	Devuelve la fecha y hora actuales con formato de fecha y hora
SI	=SI(prueba_lógica;valor_si_verdadero; valor_si_falso)	Permite realizar comparaciones lógicas entre en valor y un resultado que se espera

Tabla 7: Funciones utilizadas de Excel

5.2 Datos del programa

Como hemos ido viendo a lo largo de todo el proyecto cada uno de los valores que se pretenden calcular dependen de diferentes parámetros y estos a su vez de otra gran cantidad de datos, unos conocidos desde el inicio y otros que van surgiendo de evaluar las distintas ecuaciones térmicas en los diferentes puntos asignados del intercambiador.

Estos datos podrían dividirse en dos grandes grupos: los datos de entrada (*inputs*) y los datos de salida (*outputs*). La finalidad de este programa es que el usuario introduzca una serie de *inputs*, todos ellos correspondientes a datos de su planta y así poder obtener unos datos de salida que le ayuden a conocer de una manera rápida si el intercambiador seleccionado cumple o no con sus necesidades.

De esta forma, podemos dividir los datos de entrada en dos bloques principales: los elegidos por el usuario y los que están ya previamente definidos en el programa y son fijos.

Datos elegidos por el usuario:

- Correspondientes al gas natural:
 - Temperatura de entrada del gas (°C)
 - Presión de entrada del gas (Pa)
 - Gasto másico del gas (kg/s)
 - Velocidad de entrada del gas (m/s)
 - % de nitrógeno
 - % de oxígeno
 - % de dióxido de carbono
 - % de dióxido de azufre
 - % de vapor de agua
- Correspondientes al aire:
 - Temperatura de entrada del aire (°C)
 - Presión de entrada del aire (Pa)
 - Gasto másico del aire (kg/s)
 - Velocidad de entrada del aire (m/s)
- Correspondientes a la matriz:
 - Velocidad de giro (rpm)
 - Número de cierres radiales
 - Número de cierres circunferenciales
 - Tipo de intercambiador

Este último grupo de datos elegidos por el usuario tienen ciertas particularidades que lo diferencian del resto. Estas son que a pesar de que el interesado pueda elegir el valor de entrada, este está restringido a unos valores determinados.

Velocidad de giro: Como se ha explicado anteriormente, la velocidad de giro es uno de los factores que permite el intercambio de calor en el precalentador. Para que a los perfiles les dé tiempo a almacenar y expulsar todo el calor que acumulan, la velocidad de giro no debe ser muy elevada. Por ello, se considera que debe girar entre 0.1 y 2 rpm. Por lo que valores que no estén comprendidos entre estas dos cifras serán rechazados por el programa.

Número de cierres radiales y circunferenciales: El número de cierres radiales y circunferenciales también está limitado en el software.

Por un lado, los radiales, están entre 6 y 24, ambos inclusive. Este depende del tamaño del rotor y de la cantidad de cestas que lo conformen. Por lo general, los cierres radiales suelen colocarse en los bordes de separación de las cestas del rotor. Si este es pequeño, tendrá como mínimo 8 divisiones; y si es de las más grandes podría llegar hasta 24. Por el otro, los circunferenciales, no tienen una restricción física tan fuerte por lo que el número debe estar comprendido entre 6 y 15.

Todos los cierres tienen un precio extra a la hora del montaje, por tanto no se trata de poner cuanto más cierres mejor, sino de ver cómo afectan estos la cantidad de gasto másico fugado y ver cuántos te permite poner tu instalación según las características de funcionamiento de la misma.

Tipo de intercambiador: En este programa, el usuario podrá elegir entre 5 intercambiadores diferentes. Dependiendo de esta elección la altura del rotor (Al_r) y el radio del rotor (r_r) será una u otra. En la siguiente tabla, queda definido cada uno de los cinco tipos con sus medidas correspondientes en metros.

Número de intercambiador	1	2	3	4	5
Altura del rotor (Al_r)	1	1.5	1.5	2	2
Radio del rotor (r_r)	2	1.5	2	1.5	2

Tabla 8: Geometría según el número de intercambiadores

Datos impuestos por el programa:

- Correspondientes al tipo de intercambiador:

Tipo de intercambiador y gases a utilizar: Como se ha explicado en la parte teórica del proyecto, hay intercambiadores regenerativos rotativos de hasta dos, tres y cuatro secciones los cuales pueden soportar casi cualquier tipo de gases procedentes de la combustión, aire o mezclas de diferentes gases. El programa de este proyecto, requiere que el intercambiador sea de tipo bisector, que el elemento para refrigerar sea aire seco y que el gas de combustión sea gas natural expresado en fracción volumétrica.

- Correspondientes a la matriz:

Diámetro hidráulico (m): El diámetro hidráulico corresponde a los huecos que dejan los perfiles de las cestas entre ellos cuando se prensan. Este perfil varía según el tipo de perfil empleado. En nuestro caso el perfil que se va a utilizar es un CU (*corrugated undulated*) con un diámetro hidráulico de 0.00817 metros.

Material de la matriz: Los perfiles de la matriz están hechos de acero corten. Este acero tiene una densidad de 7850 (kg/m³) y un calor específico de 0.447 (kJ/kg·K)

Densidad de área y porosidad: Estos valores también están preestablecidos, siendo la densidad de área 800 y la porosidad 0.78, ambos adimensionales.

Fugas: Las fugas y, por tanto, los cierres correspondientes a cada tipo de fuga se ajustan solo a las fugas radiales y circunferenciales por los motivos explicados en el apartado de cálculo de las fugas.

5.3 Descripción del programa

Una vez que hemos dejado claro qué parámetros elige el usuario y cuáles no, vamos a estudiar los pasos que va siguiendo el programa hasta dar con la solución al problema y arrojar los datos de salida requeridos.

Como todo problema en el que existen dos incógnitas en una misma ecuación, estas se resolverán iterando. Iterar en Excel, al igual que en cualquier programa, es hacer un cálculo repetido hasta que se cumpla una condición numérica específica. En el caso de

Excel, este proceso se denomina referencia circular y las celdas afectadas se recorren a modo de iteración pudiendo el usuario determinar las iteraciones máximas el cambio máximo que experimenta una de las incógnitas iniciales. Para ello, se debe habilitar la opción de iterar en la siguiente ruta:

ARCHIVO > OPCIONES DE EXCEL > FÓRMULAS > OPCIONES DE CÁLCULO > HABILITAR CÁLCULO ITERATIVO

Para este caso en particular se han establecido unas condiciones de 100 iteraciones máximas y un cambio máximo de 0.001. En realidad, para el valor que vamos a hallar no es necesario afinar tanto a la hora de iterar, sin embargo, dado que el programa ejecuta el cálculo en décimas de segundo no hemos visto inconveniente alguno en determinar dichos valores.

Dicho esto, solo nos falta exponer la ecuación en torno a la cual girará la iteración. En ella, tendremos como incógnitas: la efectividad del intercambiador (ε_0) (sin tener en cuenta la parte de la rotación, ya que al tener un valor tan cercano a uno el error será despreciable) y la temperatura de salida del gas (T_{oh}) o del aire (T_{oc}). Como datos conocidos, tendremos la temperatura de entrada del gas (T_{ih}) y la temperatura de entrada del aire (T_{ic}).

$$\varepsilon_0 = \frac{T_{ih} - T_{oh}}{T_{ih} - T_{ic}} \qquad \varepsilon_0 = \frac{T_{ic} - T_{oc}}{T_{ic} - T_{ic}}$$

Para comenzar, el programa recibe los datos introducidos por el usuario, aquellos correspondientes a los gases y a la matriz. Una vez que el programa recopila dichos datos, está en disposición de sacar los *outputs* requeridos.

Primeramente, calculará el coeficiente de transferencia de calor (h) tanto del gas como del aire a las condiciones de temperatura y presión de entrada.

Una vez conocido el área de intercambio y demás propiedades de los gases, junto con el coeficiente de transferencia de calor y mediante la fórmula de NTU, estaremos en disposición de calcular el primer valor de eficiencia del intercambiador. Este valor inicial de eficiencia tan solo nos servirá como punto de partida en la iteración y para despejar el primer valor de la temperatura del gas a la salida, pero en ningún caso será un valor significativo. Una vez que lo obtengamos, despejaremos de la fórmula anterior el valor de la temperatura de salida del aire y el valor de la temperatura de salida del gas.

Con estos valores de temperatura de salida ya podremos tener una temperatura media, tanto para la parte del aire como para la del gas. Una vez que tengamos dichos valores, hallaremos sus coeficientes de transferencia de calor y el valor del NTU, ahora más aproximado que antes. Con este, volveremos a hallar el coeficiente de eficiencia y las temperaturas de salida de ambos gases. Este proceso se repetirá una y otra vez hasta que la temperatura converja, tal y como queda definido en el siguiente diagrama de flujo.

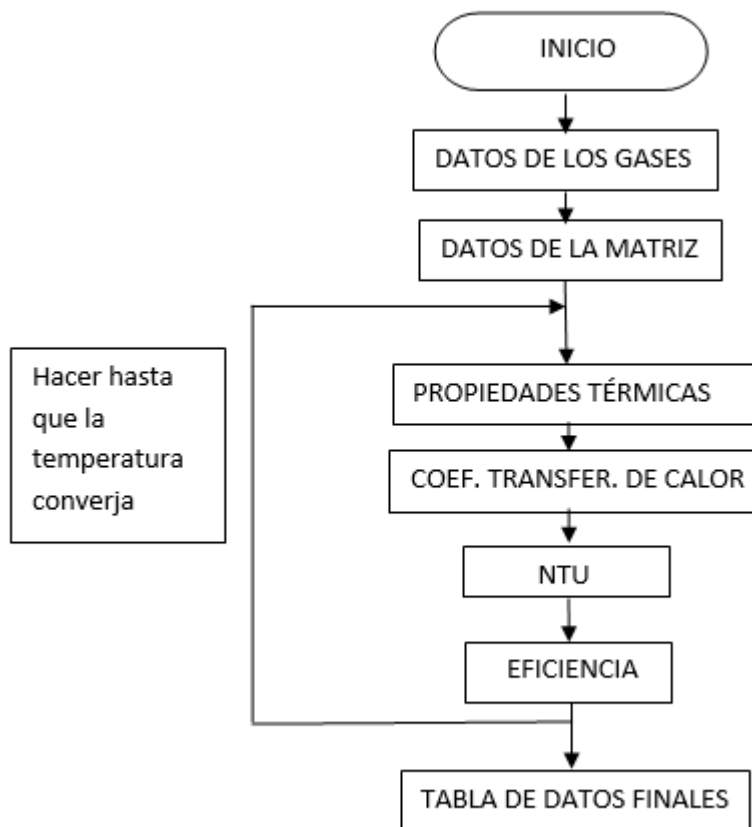


Ilustración 5-1: Diagrama de flujo del programa

5.4 VBA

Microsoft VBA (Visual Basic for Applications) es el lenguaje de macros de Microsoft. Este se utiliza para programar aplicaciones Windows y aumentar la funcionalidad de programas de la suite Microsoft Office.

Sólo con la hoja de cálculo descrita en el apartado anterior podremos ser capaces de obtener los resultados deseados. Sin embargo, este programa está diseñado con la intención de que cualquier usuario pueda utilizarlo sin necesidad de tener ningún conocimiento de Excel o VBA. Por ello, la interfaz diseñada y sus correspondientes cuadros de diálogos hacen que se puedan obtener los *outputs* deseados sin necesidad de entrar en la hoja de cálculo o en las líneas de códigos. Además, el propio programa generará una hoja en formato PDF en la que encontraremos todos los datos relevantes de nuestro intercambiador.

Todas las líneas de código que hacen posible el programa se pueden encontrar en el Anexo I.

5.5 Guía del usuario

Aunque la interfaz es realmente intuitiva, en este apartado se explicará al usuario cómo manejarse por dentro de la misma: los diferentes cuadros de diálogos existentes, las posibles advertencias que pueden salir a lo largo del programa o algunas de las restricciones existentes. Al igual que en casi todos los programas, se podrá desplazarse por los diferentes botones pulsando las flechas del teclado, saltar al siguiente cuadro de escritura pulsando el tabulador y usar el botón de *intro* como aceptar.

➤ Cálculo del intercambiador

Para comenzar, la pantalla inicial aparecerá nada más que el usuario abra el Excel en el que se encuentra el programa. Este primer cuadro de diálogo, llamado Cálculo del Intercambiador, estará sobreimpreso a una imagen de un intercambiador regenerativo rotativo. En él aparecerán tres botones: Propiedades del fluido, propiedades de la matriz y finalizar.

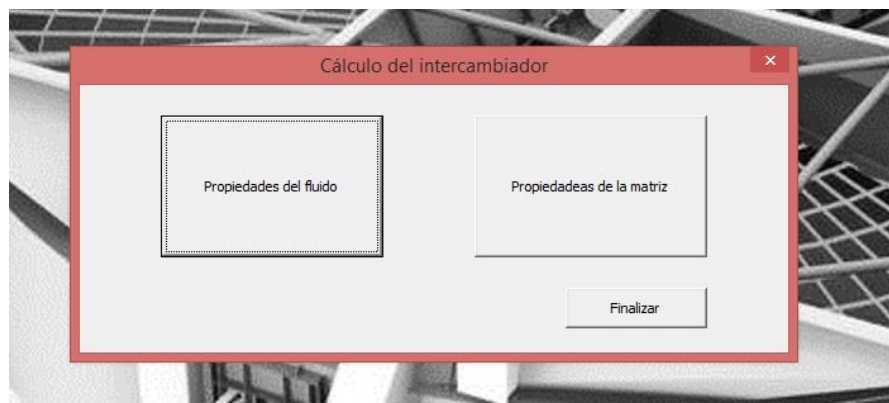


Ilustración 5-2: Cuadro del cálculo del intercambiador

➤ Propiedades de los fluidos

En este formulario, aparecerán todos los datos que debe introducir el usuario referentes a los dos gases que entran en el intercambiador: el gas natural y el aire; los cuales ya se detallaron en el capítulo anterior.

The screenshot shows a software window titled "Propiedades de los fluidos". It contains two columns of input fields for "GAS NATURAL" and "AIRE". Each column has four fields: "Temperatura de entrada" (°C), "Presión de entrada" (Pa), "Gasto másico del gas/aire" (kg/s), and "Velocidad del gas/aire" (m/s). Below these, a section titled "Composición del gas natural (%)" contains five fields for "Nitrogeno", "Oxígeno", "Dióxido de carbono", "Dióxido de azufre", and "Vapor de agua", each followed by a percentage sign. At the bottom right are "Aceptar" and "Atrás" buttons.

Ilustración 5-3: Cuadro de las propiedades de los fluidos

Como se puede apreciar en esta imagen, queda claro qué datos hay que introducir en cada casilla, y muy importante también, las unidades en las que deben ser enviados al programa.

Es importante aclarar que los datos que se introduzcan han de ser de carácter numérico y que, por supuesto, deben rellenarse todos los huecos antes de continuar con el proceso. Pero esto no es siempre así y el usuario puede cometer algún error involuntario a la hora de introducir los datos o simplemente no rellenar todos los campos.

Para ello, el programa dispone de una serie de advertencias que informan al usuario del error que se ha producido y le impiden seguir adelante con el proceso tal y como se muestra en la siguiente figura.

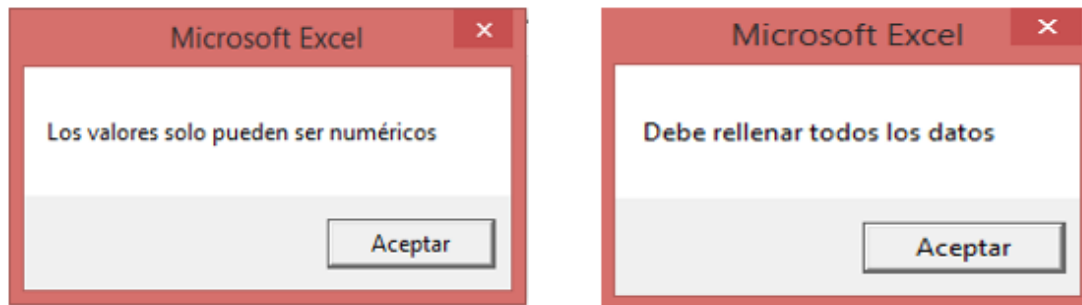


Ilustración 5-4: Advertencias del programa 1

El formulario de propiedades de los fluidos, al igual que el de propiedades de la matriz, dispone de dos botones adicionales: atrás y aceptar. El primero de ellos, hace que regreses a la pantalla anterior sin que ninguno de los datos haya sido almacenado. Por el contrario, el de aceptar envía todos los datos que el cliente a introducido a la hoja de cálculos. Una vez que esto sucede, aparecerá en la pantalla un mensaje informándole de que la acción se ha realizado de manera satisfactoria. Pulsando aceptar el programa le llevará a la pantalla de inicio y estará en disposición de rellenar los datos correspondientes las propiedades de la matriz.

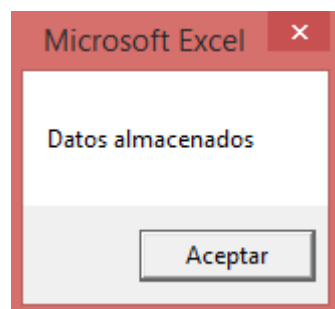


Ilustración 5-5: Advertencias del programa 2

➤ Propiedades de la matriz

Este formulario guarda grandes similitudes con respecto al anterior. En él, el usuario vuelve a estar en disposición de establecer los valores de entrada que desee. En la parte inferior derecha vuelve a tener los dos botones de “aceptar” y “atrás” con las mismas funciones y funcionamiento que el anterior.

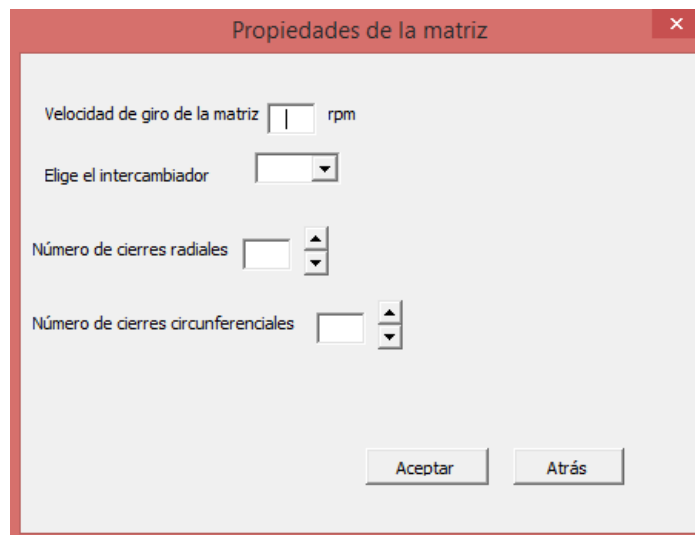


Ilustración 5-6: Cuadro de propiedades de la matriz

Como elementos diferenciadores, se puede observar que se han añadido dos tipos nuevos de botones. El primero, (elige el intercambiador) es un desplegable que permite al usuario elegir qué tipo de intercambiador desea seleccionar de entre las cinco opciones que se le brindan: desde PGB1 a PGB5.

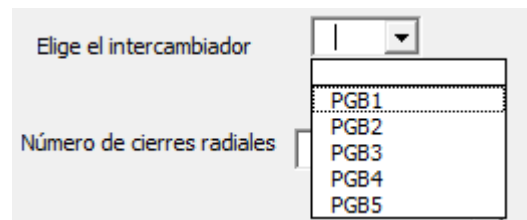


Ilustración 5-7: Desplegable del tipo de intercambiador

En la siguiente tabla recordamos los parámetros de cada uno expresados en metros:

Número de intercambiador	PGB1	PGB2	PGB3	PGB4	PGB5
Altura del rotor (A_r)	1	1.5	1.5	2	2
Radio del rotor (r_r)	2	1.5	2	1.5	2

Tabla 9: Geometría según el número de intercambiadores

El segundo botón diferente es el de *spin*. Éste, que se utiliza en la elección del número de cierres, simplemente hace que puedas elegir un número determinado mientras te vas desplazando de unidad en unidad por las posibles alternativas.

Además de las advertencias ya mencionadas como las de “los valores solo pueden ser numéricos” o “debe rellenar todos datos”. A este formulario se suman las siguientes:

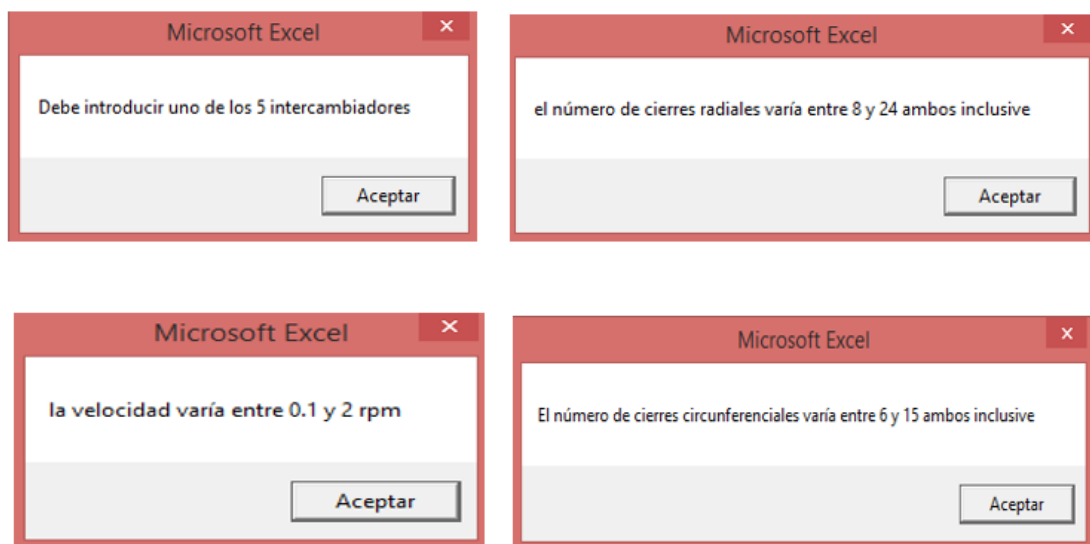


Ilustración 5-8: Advertencias del programa 3


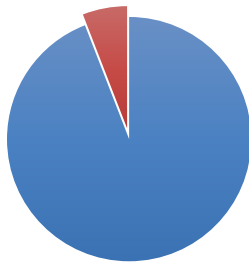
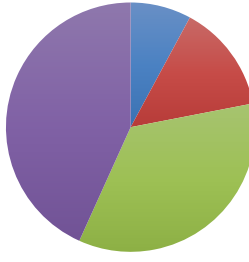
En cada una de ellas, se explica el motivo por el cual el programa no puede seguir corriendo. Al terminar, aparecerá de nuevo el mensaje de “datos almacenados” y se irá al menú principal.

➤ Finalizar:

Para terminar, este botón, te dirigirá al formulario de “redactar informe”. En él, se encuentra un recuadro en el que se debe introducir el nombre de la empresa para la que se realiza el trabajo o simplemente el nombre con el que desea que se guarde el PDF que va a generar. En caso contrario le parecerá un mensaje en el que le recordará que debe introducir el nombre del cliente.

Una vez que se ha terminado, debe hacer clic en el botón de “redactar informe”. A continuación, le aparecerá un mensaje en el que se le informará de que su informe ha sido guardado. Automáticamente le aparecerá un PDF en el escritorio con el nombre que el usuario ha elegido y en el que se podrá encontrar todos los datos de salida.

5.6 PDF Final

Trabajo Fin de Grado: Cálculo y diseño de un intercambiador regenerativo rotativo		 Universidad Carlos III de Madrid	
Cliente:			
Fecha y Hora:			
GAS		AIRE	
Entrada	Salida	Entrada	Salida
Temperatura (°C):	Temperatura (°C):	Temperatura (°C):	Temperatura (°C):
Presión (Pa):	Presión (Pa):	Presión (Pa):	Presión (Pa):
Densidad (kg/m³):	Densidad (kg/m³):	Densidad (kg/m³):	Densidad (kg/m³):
Cp (kJ/kg·K):	Cp (kJ/kg·K):	Cp (kJ/kg·K):	Cp (kJ/kg·K):
INTERCAMBIADOR SELECCIONADO			
Altura del rotor(m):		Número de cierres radiales:	
Radio del rotor (m):		Número de cierres circunferenciales:	
CAÍDAS DE PRESIÓN			
Parte gas (Pa):	Parte aire (Pa):	Hot end (Pa):	Cold end (Pa):
FUGAS			
PORCENTAJE DE FUGAS 		PORCENTAJE DE CADA TIPO DE FUGA 	
Flujo másico total (kg/s):		Fluga zonaAB (kg/s):	Fluga zonaAC (kg/s):
Flujo másico fugado (kg/s):		Fluga zonaCD (kg/s):	Fluga zonaBD (kg/s):
INTERCAMBIO DE CALOR			
h_n (coeficiente medio de transferencia de calor zona gas) (W/m²·K): h_c (coeficiente medio de transferencia de calor zona aire) (W/m²·K): C_n (capacidad calorífica del gas) (W/K) : C_c (capacidad calorífica del aire) (W/K) : Efectividad: Potencia (MW):			

La tabla que se acaba de presentar es una muestra de lo que será el PDF final. En ella, se mostrará el resultado de todos los parámetros que aparecen y algunas gráficas asociadas. También, para dar más información se han habilitado dos celdas para poner el nombre del cliente y la fecha y hora del análisis.

Algunos de los valores mostrados forman parte de los datos de entrada que arroja el usuario. Sin embargo, también se tienen en cuenta a la hora de exponer los resultados ya que se considera importante poder ver en un solo golpe de vista como han variado ciertos parámetros, poder compararlos con los de salida o simplemente ver las diferencias entre la parte de gas y la del aire.

En este PDF también se muestran dos gráficos de tarta. El primero de ellos hace referencia al porcentaje de flujo másico útil y al porcentaje no útil o fugado. El segundo, nos muestra qué parte del porcentaje fugado corresponde a cada tipo de fuga.

6. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este breve análisis económico estudiaremos el gasto aproximado que conlleva un proyecto de esta envergadura. En él, tendremos en cuenta el precio del propio intercambiador, los posibles extras o el traslado de la maquinaria.

Primero, se mostrarán todos los elementos que componen el intercambiador para su puesta en marcha. Este pack indivisible está compuesto de:

- Perfiles para el intercambio de calor tipo CU (*corrugated undulated*).
- Soportes inferiores y superiores del rotor con sistema de refrigeración por agua
- Rotor.
- Carcasa del rotor.
- Motor de accionamiento central del rotor.
- Ventilador para la impulsión del aire.
- Soplador de hollín semi-retractable.
- Conductos de entrada y salida de la parte del aire y de la parte del gas.
- Dispositivos de extinción de incendios.
- Sensores de detección de rotación.
- Placas de identificación
- Primer uso de lubricante
- Cestas portadoras de los perfiles.

Además, en esta tabla, aparecen unos componentes extras que el cliente podrá añadir según sus necesidades. Estos no son esenciales para el funcionamiento del precalentador pero podrán hacer que mejore su rendimiento, su seguridad o incluso aumentar su vida útil. Su precio es individual y no van incluidos en el pack anterior.

Componentes	Precio (€)
Aislamientos térmicos para los conductos	300,00
Tolvas de drenaje	725,00
Termopares	1550,00
Panel de control del precalentador	4800,00
Panel de control de los sopladores	2450,00
Panel de control de detección de incendios	2703,00
Vigas de elevación y montacargas	3150,00
Puesta en marcha y primer test	1250,00
Cierre radial DURAFLEX	625,00
Cierre circunferencial DURAFLEX	728,00

Tabla 10: Componentes extras y precio

Una vez expuestos todos estos extras se mostrarán en la siguiente tabla los diferentes precios para cada uno de los intercambiadores expuestos en el proyecto.

Número de intercambiador	1	2	3	4	5
Altura del rotor (Al_r)	1	1.5	1.5	2	2
Radio del rotor (r_r)	2	1.5	2	1.5	2
Precio (€)	300.000	300.000	325.000	325.000	350.000

Tabla 11: Intercambiador y precios

A parte del precio de los elementos físicos debemos tener en cuenta también las operaciones de traslado o los honorarios de la empresa de ingeniería.

La mayoría de traslados de una maquinaria tan pesada como la que nos ocupa suelen hacerse por barco. El precio final del traslado dependerá de muchos factores: el espacio de ocupación, el tonelaje de los elementos, el país al que vaya a ser trasladado o incluso la época del año en la que se produzca. Por tanto, determinar una cantidad de dinero exacta sería bastante difícil. Sin embargo, para hacernos una idea del importe de esta operación y teniendo en cuenta un traslado a un país del europeo y asumiendo un tamaño como el de los intercambiadores mencionados anteriormente el precio rondaría los 16.000€.

Todos los precios que se han ofrecido en este apartado han sido facilitados por la empresa Howden Iberia. A ellos se les ha aplicado un coeficiente de multiplicación que no se revelará en el trabajo por motivo de confidencialidad de datos.

7. Líneas acción para próximos proyecto de investigación.

Una vez concluido el Trabajo Fin de Grado y durante el desarrollo del mismo, han surgido nuevas ideas o propuestas que se podrían tener en cuenta a la hora de realizar futuros proyectos:

- Un desarrollo exhaustivo del porcentaje de fugas en cada uno de los lugares del intercambiador donde estas se producen.
- Un modelo de distribución de la temperatura a lo largo de todos los puntos previamente discretizados en una matriz en el intercambiador, teniendo en cuenta la conducción y convección de manera longitudinal y axial.
- Aumentar en número de partes en las que está dividido el rotor para, junto con la distribución de temperaturas, saber qué perfiles habrá que cambiar a causa de la corrosión.
- A partir de los datos obtenidos con el programa de este proyecto se podrán realizar mejoras de optimización en cada uno de los intercambiadores, así como añadir nuevos parámetros o variables que entren en juego: diferentes tipos de perfil, cambio de unidades, tipo de intercambiador etc.

8. Bibliografía

- [1] Kuppan Thulukkanam (2013). Heat exchanger Design Handbook.
- [2] P. Fernandez. Calor y trabajo.
- [3] D.G.Kröger (1996). Rotary Regenerator Design Theory and Optimisation.
- [4] Sreedhar Vulloju, E. Manoj Kumar, M. Suresh and K. Krishna Reddy (2014). Analysis of Performance of Ljustrom Air Preheater Elements.
- [5] José Luis Meseguer Valdenebro (2007). Placas Esmaltadas para Intercambiadores de Calor en centrales térmicas.
- [6] Stephen K. Storm y John Guffre (2010). Experiences with regenerative air heater performance evaluations y optimization.
- [7] John T. Guffre (2005). Reducing Preheater Leakage Boots Output and Availability.
- [8] Richard Dumisani Shandu (2007). Experimental investigation erosion caused by gas-borne ash particles.
- [9] Christian Falk (2009). Predicting performance of regenerative heat exchanger.
- [10] Universidad de Sevilla (2014). Colección de tablas gráficas y ecuaciones de transmisión de calor.
- [11] Michael. J.Moran (2004). Fundamentos de termodinámica técnica.
- [12] Cruz Fierro (2010). Estimación para la conductividad térmica.
- [13] Yamilé Martínez Ochoa, Agustín Benítez Hernández. Métodos generalizados de estimación de propiedades de transporte: viscosidad.
- [14] Zhuang Wu and Finn Borup (2006). Model-based analysis and simulation of regenerative heat wheel.
- [15] K.Leong, K.Toth & S. Wong (1991). Microcomputer-based design of rotary regenerator.
- [16] J. Stasiek Collins and M. Ciofalo (1995). Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages.
- [17] J. M. Miralles (2013). Curso Introducción VBA.
- [18] Ms Office (2013). Apuntes sobre VBA para Excel.

9. Anexos

Anexo I. Tabla de propiedades del aire.

TEMP (°C)	TEMP (K)	Viscosidad dinámica (μ)	Conductivida d Térmica (k)	Densidad (ρ)	TEMP (°C)	TEMP (K)	Viscosidad dinámica (μ)	Conductividad Térmica (k)	Densidad (ρ)
0-40	233	0,00001527	0,00002057	1,514	250	523	0,0000276	0,00004104	0,6748
-30	243	0,00001579	0,00002134	1,452	260	533	0,00002795	0,00004167	0,6621
-20	253	0,0000163	0,00002211	1,394	270	543	0,0000283	0,00004231	0,6499
-10	263	0,0000168	0,00002288	1,341	280	553	0,00002865	0,00004293	0,6382
0	273	0,00001729	0,00002364	1,292	290	563	0,000029	0,00004356	0,6269
5	278	0,00001754	0,00002401	1,269	300	573	0,00002934	0,00004418	0,6159
10	283	0,00001778	0,00002439	1,247	310	583	0,00002968	0,00004479	0,6054
15	288	0,00001802	0,00002476	1,225	320	593	0,00003001	0,0000454	0,5951
20	293	0,00001825	0,00002514	1,204	330	603	0,00003035	0,00004601	0,5853
25	298	0,00001849	0,00002551	1,184	340	613	0,00003068	0,00004661	0,5757
30	303	0,00001872	0,00002588	1,164	350	623	0,00003101	0,00004721	0,5665
35	308	0,00001895	0,00002625	1,146	360	633	0,00003133	0,00004781	0,5576
40	313	0,00001918	0,00002662	1,117	370	643	0,00003165	0,0000484	0,5489
45	318	0,00001941	0,00002699	1,11	380	653	0,00003197	0,00004899	0,5405
50	323	0,00001963	0,00002735	1,092	390	663	0,00003229	0,00004957	0,5323
55	328	0,00001986	0,00002772	1,076	400	673	0,00003261	0,00005015	0,5244
60	333	0,00002008	0,00002808	1,06	410	683	0,00003292	0,00005072	0,5167
65	338	0,0000203	0,00002845	1,044	420	693	0,00003323	0,00005129	0,5093
70	343	0,00002052	0,00002881	1,029	430	703	0,00003354	0,00005186	0,502
75	348	0,00002074	0,00002917	1,014	440	713	0,00003384	0,00005242	0,495
80	353	0,00002096	0,00002953	0,999	450	723	0,00003415	0,00005298	0,4882
85	358	0,00002117	0,00002988	0,986	460	733	0,00003445	0,00005354	0,4815
90	363	0,00002139	0,00003024	0,972	470	743	0,00003475	0,00005409	0,475
95	368	0,0000216	0,0000306	0,959	480	753	0,00003504	0,00005464	0,4687
100	373	0,00002181	0,00003095	0,946	490	763	0,00003534	0,00005518	0,4626
110	383	0,00002223	0,00003165	0,921	500	773	0,00003563	0,00005572	0,4566
120	393	0,00002264	0,00003235	0,898	550	823	0,00003707	0,00005837	0,4289
130	403	0,00002305	0,00003305	0,876	600	873	0,00003846	0,00006093	0,4043
140	413	0,00002345	0,00003374	0,854	650	923	0,00003981	0,00006341	0,3824
150	423	0,00002385	0,00003443	0,834	700	973	0,00004111	0,00006581	0,3628
160	433	0,00002424	0,00003511	0,815	750	1023	0,00004239	0,00006812	0,345
170	443	0,00002463	0,00003579	0,797	800	1073	0,00004362	0,00007037	0,329
180	453	0,00002501	0,00003646	0,779	850	1123	0,00004483	0,00007254	0,3143
190	463	0,00002539	0,00003713	0,762	900	1173	0,000046	0,00007465	0,3009
200	473	0,00002577	0,00003779	0,746	950	1223	0,00004715	0,0000767	0,2886
210	483	0,00002614	0,00003845	0,730	1000	1273	0,00004826	0,00007868	0,2773
220	493	0,00002651	0,0000391	0,715					
230	503	0,00002688	0,00003975	0,701					
240	513	0,00002724	0,0000404	0,687					

Anexo II. Tablas de Chapman-Enskog.

$T/(\varepsilon/\kappa)$	Ω	$T/(\varepsilon/\kappa)$	Ω	$T/(\varepsilon/\kappa)$	Ω
0,3	2,785	2	1,175	9	0,8379
0,35	2,628	2,1	1,156	10	0,8242
0,4	2,492	2,2	1,138	20	0,7432
0,45	2,368	2,3	1,122	30	0,7005
0,5	2,257	2,4	1,107	40	0,6718
0,55	2,156	2,5	1,093	50	0,6504
0,6	2,065	2,6	1,081	60	0,6335
0,65	1,982	2,7	1,069	70	0,6194
0,7	1,908	2,8	1,058	80	0,6076
0,75	1,841	2,9	1,048	90	0,5973
0,8	1,78	3	1,039	100	0,5882
0,85	1,725	3,1	1,03		
0,9	1,675	3,2	1,022		
0,95	1,629	3,3	1,014		
1	1,587	3,4	1,007		
1,05	1,549	3,5	0,9999		
1,1	1,514	3,6	0,9932		
1,15	1,482	3,7	0,987		
1,2	1,452	3,8	0,9811		
1,25	1,424	3,9	0,9755		
1,3	1,399	4	0,97		
1,35	1,375	4,1	0,9649		
1,4	1,353	4,2	0,96		
1,45	1,333	4,3	0,9553		
1,5	1,314	4,4	0,9507		
1,55	1,296	4,5	0,9464		
1,6	1,279	4,6	0,9422		
1,65	1,264	4,7	0,9382		
1,7	1,248	4,8	0,9343		
1,75	1,234	4,9	0,9305		
1,8	1,221	5	0,9269		
1,85	1,209	6	0,8963		
1,9	1,197	7	0,8727		
1,95	1,186	8	0,8538		

Anexo III. Código del programa.

➤ CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR

Public Sub informe_Click()

 Unload calculo_intercambiador
 enviarinforme.Show

End Sub

Private Sub Propiedades_de_la_matriz_Click()

 Unload calculo_intercambiador
 prop_matriz.Show

End Sub

Private Sub Propiedades_del_fluido_Click()

 Unload calculo_intercambiador
 prop_fluidos.Show

End Sub

➤ ENVIAR INFORME

Private Sub redactarinforme_Click()

 If (nombreempresa = Empty) Then
 MsgBox ("Debe introducir el nombre del cliente")

 Else

 ThisWorkbook.Sheets("Hoja2").Range("C7").Value =
 nombreempresa.Text

 ru = "E:/INFORMES PDF/"

 ThisWorkbook.Sheets("Hoja2").Range("A1:H49").Select
 Selection.ExportAsFixedFormat Type:=xlTypePDF, _
 Filename:=ru & ThisWorkbook.Sheets("Hoja2").Range("C7") & ".pdf", _
 Quality:=xlQualityStandard, IncludeDocProperties:=True, _
 IgnorePrintAreas:=False, OpenAfterPublish:=False

MsgBox ("Su informe ha sido guardado")

End If

End Sub

➤ **ACEPTAR PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS**

Private Sub aceptar_propiedades_fluidos_Click()

If (IsNumeric(entrada_dato_temperatura_gas.Value & presion_entrada_gas.Value & temp_entrada_aire.Value & presion_entrada_aire.Value & masico_gas.Value & masico_aire.Value & vel_gas.Value & nitrogeno.Value & dioxidodecarbono.Value & oxigeno.Value & dioxidodeazufre.Value & vaporagua.Value)) Then

If (entrada_dato_temperatura_gas.Value = Empty Or presion_entrada_gas.Value = Empty Or temp_entrada_aire.Value = Empty Or presion_entrada_aire.Value = Empty Or masico_gas.Value = Empty Or masico_aire.Value = Empty Or vel_gas.Value = Empty Or nitrogeno.Value = Empty Or dioxidodecarbono.Value = Empty Or oxigeno.Value = Empty Or dioxidodeazufre.Value = Empty Or vaporagua.Value = Empty) Then
MsgBox "Debe rellenar todos los datos"

Else

Excel.Application.Calculation = xlCalculationAutomatic
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C2").Value = entrada_dato_temperatura_gas.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C4").Value = presion_entrada_gas.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("E2").Value = temp_entrada_aire.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("E4").Value = presion_entrada_aire.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C35").Value = masico_gas.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C34").Value = masico_aire.Text
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C33").Value = vel_gas.Text

Alejandro Meroño Ruiz

```
        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("D7").Value =  
nitrogeno.Text  
        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("D8").Value =  
oxigeno.Text  
        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("D9").Value =  
dioxidodecarbono.Text  
        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("D10").Value =  
dioxidodeazufre.Text  
        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("D11").Value =  
vaporagua.Text
```

```
        MsgBox ("Datos almacenados")  
        Unload prop_fluidos  
        calculo_intercambiador.Show
```

End If

Else

```
MsgBox ("Los valores solo pueden ser numéricos")
```

End If

End Sub

Private Sub atras_Click()

```
        Unload prop_fluidos  
        calculo_intercambiador.Show
```

End Sub

➤ **ACEPTAR PROPIEDADES DE LA MATRIZ**

Private Sub aceptar_1_Click()

```
        If (ComboBox1.Value = Empty Or numero_cierres_radiales.Value =  
Empty Or velocidad_de_giro.Value = Empty Or  
numero_cierres_circunferenciales.Value = Empty) Then  
            MsgBox ("Debe rellenar todos los datos")
```

Else

```
If (numero_cierres_radiales.Value >= Chr(48) And  
numero_cierres_radiales.Value <= Chr(57) And velocidad_de_giro.Value  
>= Chr(46) And velocidad_de_giro.Value <= Chr(57) And  
numero_cierres_circunferenciales.Value >= Chr(48) And  
numero_cierres_circunferenciales.Value <= Chr(57)) Then
```

```
If ComboBox1.Value = "PGB1" Then
```

```
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C67").Value = 1  
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C69").Value = 2
```

Else

```
If ComboBox1.Value = "PGB2" Then
```

```
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C67").Value = 1.5  
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C69").Value = 1.5
```

Else

```
If ComboBox1.Value = "PGB3" Then
```

```
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C67").Value=  
1.5  
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C69").Value = 2
```

Else

```
If ComboBox1.Value = "PGB4" Then
```

```
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C67").Value = 2
```

```
ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C69").Value = 1.5
```

```
Else
    If ComboBox1.Value =
        "PGB5" Then

        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C67").Value = 2

        ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C69").Value = 2
    Else

        MsgBox ("Debe introducir uno de los 5 intercambiadores")

    End If

End If

End If

End If

Else

    MsgBox ("los valores solo pueden ser numéricos")
End If

If (numero_cierres_radiales.Value >= 8 And
numero_cierres_radiales.Value <= 24) Then

    ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C74").Value =
numero_cierres_radiales.Value

Else

    MsgBox ("el número de cierres radiales varía entre 8 y 24 ambos
inclusive")
End If
```

Alejandro Meroño Ruiz

```
If (velocidad_de_giro.Value >= 0.1 And velocidad_de_giro.Value <= 2)
Then
```

```
    ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("E35").Value =
    velocidad_de_giro.Value
```

```
Else
```

```
    MsgBox ("la velocidad varía entre 0.1 y 2 rpm")
```

```
End If
```

```
If (numero_cierres_circunferenciales.Value >= 6 And
numero_cierres_circunferenciales.Value <= 15) Then
```

```
    ThisWorkbook.Sheets("Hoja1").Range("C75").Value =
    numero_cierres_circunferenciales.Value
```

```
Else
```

```
    MsgBox ("El número de cierres circunferenciales varía entre 6 y 15
ambos inclusive")
```

```
End If
```

```
    MsgBox ("Datos almacenados")
```

```
    Unload prop_matriz
    calculo_intercambiador.Show
```

```
End If
```

```
End Sub
```

```
Private Sub atras_2_Click()
```

```
    Unload prop_matriz
    calculo_intercambiador.Show
```

```
End Sub
```

```
Private Sub SpinButton1_Change()  
    numero_cierres_radiales.Text = SpinButton1.Value  
  
End Sub  
  
Private Sub SpinButton2_Change()  
  
    numero_cierres_circunferenciales.Text = SpinButton2.Value  
  
End Sub  
  
Private Sub UserForm_Initialize()  
  
    With ComboBox1  
        .AddItem "PGB1"  
        .AddItem "PGB2"  
        .AddItem "PGB3"  
        .AddItem "PGB4"  
        .AddItem "PGB5"  
  
    End With  
  
End Sub
```